



THESIS - TM142501

STUDI PENGARUH PENAMBAHAN *DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)-DEPENDENT* TERHADAP RESPON GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI PADA SISTEM UTAMA 2-DOF

**TALIFATIM MACHFUROH
NRP. 2113 205 003**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur S.T, M.Eng**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN DESAIN SISTEM MEKANIKAL
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016**



THESIS - TM 142501

STUDY THE EFFECT OF ADDITION *DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)-DEPENDENT* AGAINST THE TRANSLATION AND ROTATION VIBRATION RESPONSE IN 2-DOF PRIMARY SYSTEM

**TALIFATIM MACHFUROH
NRP. 2113 205 003**

**Advisor:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng**

**MASTER PROGRAMME
FIELD STUDY OF DESIGN OF MECHANICAL SYSTEM
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2016**

**Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)**

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

**Talifatim Machfuroh
NRP.2113.205.003**

Tanggal Ujian : 20 Januari 2016

Periode Wisuda : Maret 2016

Disetujui oleh :

1. **Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng......(Pembimbing I)**
(NIP. 19750511 1999 03 1001)
2. **Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.MT......(Penguji I)**
(NIP. 19700412 1997 03 2003)
3. **Prof. Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D......(Penguji II)**
(NIP. 19510605 1978 03 1002)
4. **Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA......(Penguji III)**
(NIP. 19650810 1991 02 1001)

Direktur Program Pascasarjana,



Prof. Ir. DjauharManfaat, M.Sc. Ph.D.
NIP. 19601202 1987 01 1001

STUDI PENGARUH PENAMBAHAN *DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)*-DEPENDENT TERHADAP RESPON GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI PADA SISTEM UTAMA 2-DOF

Nama Mahasiswa : Talifatim Machfuroh
NRP : 2113205003
Pembimbing : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng

ABSTRAK

Sebuah sistem dapat mengalami getaran yang berlebihan jika gaya yang bekerja padanya mendekati frekuensi natural dari sistem tersebut. Pada beberapa kasus, getaran pada sebuah sistem dapat dikurangi dengan memasang *dynamic vibration absorber (DVA)*. *Dynamic vibration absorber (DVA)* merupakan sistem massa, *damper*, dan pegas yang ditambahkan pada sistem utama. Jenis peredam ini akan bergerak bersamaan dengan sistem utama sehingga getaran pada sistem utama dapat diredam. Salah satu modifikasi *DVA* adalah penggunaan *dual DVA-dependent* pada sistem utama. *Dual DVA-dependent* merupakan dua buah *DVA* menyatu yang dipasang pada sistem utama dengan jarak tertentu. Pada penelitian ini dipelajari pengaruh penambahan *dual DVA-dependent* terhadap respon getaran translasi dan rotasi pada sistem utama 2-DOF. Dalam pemahaman mengenai fenomena tersebut dibuat model dinamis sistem tanpa penambahan *DVA* dan sistem dengan penambahan *DVA*. Model dinamis sistem tanpa penambahan *DVA* digunakan sebagai pembanding terhadap sistem dengan penambahan *DVA*. Model dinamis tersebut disimulasikan dengan software Simulink Matlab. Pada model sistem dengan penambahan *DVA*, rasio konstanta kekakuan *DVA* terhadap sistem yang digunakan sebesar 1/20 dan rasio massa *DVA* terhadap sistem 1/10 dengan variasi rasio inersia massa *DVA* terhadap sistem 1/40; 1/20; dan 1/10 dan variasi rasio jarak kantilever absorber 1/3; 1/2; dan 1. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa penempatan *cantilever absorber DDVA-dependent* pada ujung system dengan rasio inersia massa absorber 1/10 mampu mereduksi getaran system utama dengan prosentase pengurangan pada frekuensi 12,78 Hz sebesar 94,1681 % untuk arah translasi dan 15,3878 % untuk arah rotasi. Perubahan rasio jarak dan rasio inersia massa absorber tidak mempengaruhi kemampuan *DDVA-dependent* dalam mengurangi getaran arah translasi. Kemampuan *DDVA-independent* sama dengan *DDVA-dependent* dalam mereduksi getaran arah translasi dan lebih baik daripada *DDVA-dependent* dalam mereduksi getaran arah rotasi dengan prosentase pengurangan sebesar 80,3252% pada frekuensi 12,78 Hz untuk $r_L = 1$.

Kata kunci: pemodelan dinamis, *dual DVA-dependent*, peredam getaran

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

STUDY THE EFFECT OF ADDITION *DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)*-DEPENDENT AGAINST THE TRANSLATION AND ROTATION VIBRATION RESPONSE IN 2-DOF PRIMARY SYSTEM

Name : Talifatim Machfuroh
NRP : 2113205003
Supervisor : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng

ABSTRACT

A system can be subjected to excessive vibration if the force acting on it approaching the natural frequency of the system. To overcome, the traditional treatment method that involves structural modifications often take some time and expensive. In some cases, a vibration in a system can be reduced by installing dynamic vibration absorber (DVA). Dynamic Vibration Absorber (DVA) is a mass, damper, and spring system which is added to the main system. This kind of absorber will move together with the main system to reduce the vibration of the main system. In order to reduce the vibration, modification of DVA is required. One modification is the using of dual DVAs-dependent in the main system. Dual DVAs-dependent are two fused DVA which are mounted on the main system at a certain distance. In this research, it is studied about the effect of the addition dual DVA-dependent in the translational and rotational vibration response at the 2-DOF primary system. In the understanding of this phenomenon, it is created a dynamic model of the system without the addition of DVA and system with the addition dual DVA-dependent. A dynamic model of the system without the addition DVA is used as a comparison against the system with the addition of DVA. The dynamic model is simulated with Matlab Simulink software. In the model system with the addition of the DVA, the ratio of stiffness DVA to the system is 1/20 mass ratio is 1/10 with variations of inertia ratio DVA to system are 1/40, 1/20, and 1/10 and variations of distance ratio of absorber cantilever are 1/3, 1/2, and 1. The result of this studied showed that the cantilever absorber placement of DDVAs-dependent at the end of the system with mass inertia absorber ratio of 1/10 can reduce the vibration of primary system which reduced with a 94.1681% for translation direction and 15.3878% for rotation direction in the frequency of 12.78 Hz. The changes of distance ratio and inertial mass absorber ratio have no effect on the ability of DDVAs-dependent to reduce vibration of translational direction. The capabilities of DDVAs-independent are same with DDVA-dependent in reducing vibration of translational direction and its better than DDVA-dependent in reducing vibration of rotational direction with the percentage of reducing is 80.3252% in the frequency 12.78 Hz on $r_L = 1$

Keywords: dynamic modeling, dual DVA-dependent, vibration absorber

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Penayang, dengan puja dan puji syukur atas kehadiran-Nya, yang telah melimpahkan rahmat, hidayah, dan inayah-Nya. Sehingga penulis dapat menyelesaikan Thesis ini dengan baik dan sesuai dengan apa yang diharapkan. Penulisan laporan thesis ini dimaksudkan sebagai syarat kelulusan untuk memperoleh gelar Magister Teknik bidang studi desain jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan laporan thesis ini telah banyak pihak yang membantu. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

- Allah SWT dan Nabi Muhammad SAW
- Orang tua dan suami, yang telah memberikan kasih sayang serta selalu mendoakan, menyemangati dan memberi dukungan baik moril maupun materiil kepada penulis yang tak ternilai harganya.
- Bapak Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng, selaku dosen pembimbing thesis yang telah memberi arahan dan pentunjuk dalam penyusunan thesis.
- Bapak Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D., Ibu Dr.Wiwiek Hendrowati,ST.MT dan Bapak Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA, selaku dosen penguji.
- Bapak sarosa selaku Instruktur Laboratorium Sistem Dinamis dan Vibrasi yang telah membantu dan memberikan arahan dalam penggunaan fasilitas laboratorium.
- Segenap dosen dan staff Teknik Mesin ITS yang telah memberikan bekal ilmu di masa perkuliahan.
- Teman-teman tim thesis “DVA”, yang telah berjuang bersama dalam menyelesaikan thesis.
- Seluruh teman seperjuangan S2 Teknik Mesin ITS.
- Dan pihak- pihak lain yang telah membantu dan tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan thesis ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu penulis dengan sangat terbuka menerima saran dan kritik yang konstruktif dari para pembaca guna meningkatkan kualitas thesis ini dan pengembangan penelitian selanjutnya dan semoga thesis ini bermanfaat.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
ABSTRAK	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.	xi
DAFTAR TABEL.	xv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
1.6 Kontribusi dan Keterbaruan Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Beberapa Cara Meredam Getaran.....	5
2.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA)	7
2.2.1 DVA pasif.....	8
2.2.2 DVA adaptif	9
2.2.3 DVA aktif	9
2.2.4 <i>Dynamic Vibration Absorber</i> tanpa peredam	11
2.2.5 <i>Dynamic Vibration Absorber</i> dengan peredam	14
2.2.6 <i>Dynamic Absorber Tuned</i>	16
2.3 Pengenalan Aplikasi DVA	17
2.3.1 Aplikasi pada Bangunan	17
2.3.2 Aplikasi dual DVA	19
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Diagram Alir Penelitian secara Umum.....	29
3.2 Studi Literatur.....	30
3.3 Pemodelan Dinamis Sistem.....	30
3.4 Penurunan persamaan Gerak	32
3.4.1 Tinjauan untuk massa utama	33
3.4.2 Tinjauan untuk massa peredam	35
3.5 Pembuatan <i>block diagram</i> simulasi.....	36
3.5.1 Blok Simulasi Sistem tanpa Penambahan <i>Dual DVA-dependent</i>	37
3.5.2 Blok Simulasi Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-dependent</i>	38

3.6	Penentuan Parameter.....	38
3.6.1	Pengukuran Konstanta Kekakuan	39
3.6.2	Pengukuran Koefisien Redaman.....	40
3.7	Simulasi	41
3.8	Eksperimen.....	41
3.9	Analisa Hasil	42

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1	Penentuan Parameter Simulasi	45
4.1.1	Nilai konstanta kekakuan sistem utama	45
4.1.2	Nilai konstanta redaman sistem utama.....	47
4.1.3	Nilai konstanta kekakuan absorber	50
4.1.4	Nilai konstanta kekakuan absorber	51
4.1.5	Nilai massa absorber	52
4.1.6	Nilai Inersia massa absorber	53
4.2	Analisa Sistem Tanpa Penambahan DVA	53
4.2.1	Analisa Perhitungan Sistem.....	53
4.2.2	Analisa Respon Simulasi Sistem.....	55
4.3	Analisa Sistem dengan Penambahan DDVA-Dependent	57
4.3.1	Analisa Perhitungan Sistem.....	58
4.3.2	Analisa Respon Simulasi Sistem.....	60
4.4	Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut.....	85
4.4.1	Pada variasi rasio jarak.....	85
4.4.2	Pada variasi rasio inersia	87
4.5	Perbandingan Simulasi DDVA-Dependent dan DDVA-Independent	90
4.5.1	Pada Arah Translasi	90
4.5.2	Pada Arah Rotasi.....	92
4.6	Validasi Hasil Simulasi dengan Eksperiment	95
4.6.1	Sistem tanpa Penambahan DDVA-Dependent	95
4.6.2	Sistem dengan Penambahan DDVA-Dependent	99

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan.....	103
5.2	Saran	104

DAFTAR PUSTAKA	105
-----------------------------	-----

LAMPIRAN	107
-----------------------	-----

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Jenis Penggunaan <i>Vibration Isolator</i>	6
Gambar 2.2	Mekanisme DVA pada Motor	7
Gambar 2.3	<i>Dynamic vibration absorber</i> tanpa Peredam	11
Gambar 2.4	Efek Respon Getaran Mesin dari Pemberian <i>Dynamic Absorber</i> tanpa Peredam	12
Gambar 2.5	<i>Dynamic vibration absorber</i> dengan Peredam	14
Gambar 2.6	Efek Respon Getaran Mesin dari Pemberian <i>Dynamic Absorber</i> tanpa Peredam	15
Gambar 2.7	Grafik transmissibility untuk kondisi <i>tuned vibration absorber</i>	16
Gambar 2.8	Model SADVA (a) Model umum (b) Model modifikasi untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal dan Model HADVA (c) Model umum (d) Model modifikasi untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal	18
Gambar 2.9	Grafik respon getaran pada penelitian Kazuo	18
Gambar 2.10	Grafik Transmissibility pada Penelitian Kazuo: (a)Vertikal dan (b) Horizontal	19
Gambar 2.11	(a) Single DVA, (b) SSA dan (c) dual DVA	20
Gambar 2.12	Rasio dua frekuensi tuning pada SSA dan dual DVA.....	20
Gambar 2.13	Penambahan DVA pada struktur fleksibel	22
Gambar 2.14	Jembatan penyebrangan tiga bentangan simetris dengan bagian tengan CC' yang dapat bergerak	23
Gambar 2.15	Grafik hasil penelitian yang diperoleh oleh Krenk.....	24
Gambar 2.16	Model dinamis sistem.....	25
Gambar 2.17	Grafik Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Massa dan Rasio Jarak <i>Dual DVA-Independent</i> -Pusat Gravitasi untuk Rasio Konstanta Kekakuan 1/20.	26
Gambar 3.1	Diagram Alur Penelitian Secara Umum	29
Gambar 3.2	Model Dinamis Sistem dengan dan tanpa penambahan <i>dual DVA-</i> <i>dependent</i>	31
Gambar 3.3	<i>Free body diagram</i> untuk gerak translasi sistem utama	33
Gambar 3.4	<i>Free body diagram</i> untuk gerak rotasi sistem utama	34

Gambar 3.5	<i>Free body diagram</i> untuk gerak translasi <i>absorber</i>	35
Gambar 3.6	<i>Free body diagram</i> untuk gerak rotasi absorber	36
Gambar 3.7	Blok Simulink Sistem tanpa Penambahan <i>Dual DVA-dependent</i>	37
Gambar 3.8	Blok Simulink Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-dependent</i>	38
Gambar 3.9	Diagram Alur Pengukuran Konstanta Kekakuan	39
Gambar 3.10	Diagram Alur Pengukuran Koefisien Redaman	40
Gambar 3.11	Skema Pemodelan Alat Pengujian	42
Gambar 4.1	Pengukuran Ketinggian <i>Cantilever Beam</i>	45
Gambar 4.2	Pengambilan Data Redaman Sistem.....	47
Gambar 4.3	Pengambilan Data Koefisien Redaman <i>DVA</i>	51
Gambar 4.4	Grafik Respon Percepatan dan Pecepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi pada Sistem tanpa Penambahan <i>DVA</i>	56
Gambar 4.5	Grafik respon percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$..	60
Gambar 4.6	Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$	61
Gambar 4.7	Grafik waterfall nilai percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$	62
Gambar 4.8	Grafik waterfall nilai percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$	63
Gambar 4.9	Grafik respon percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$..	65
Gambar 4.10	Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$	66
Gambar 4.11	Grafik waterfall nilai percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$	67
Gambar 4.12	Grafik waterfall nilai percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$	68
Gambar 4.13	Grafik respon percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$..	70

Gambar 4.14	Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$	71
Gambar 4.15	Grafik waterfall nilai percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$	72
Gambar 4.16	Grafik waterfall nilai percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$	73
Gambar 4.17	Grafik respon percepatan dengan perubahan r_I untuk $r_L = \frac{1}{3}$	75
Gambar 4.18	Grafik waterfall untuk respon percepatan dengan perubahan r_I untuk $r_L = \frac{1}{3}$	76
Gambar 4.19	Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_I untuk $r_L = \frac{1}{3}$	76
Gambar 4.20	Grafik waterfall untuk respon percepatan sudut dengan perubahan r_I untuk $r_L = \frac{1}{3}$	77
Gambar 4.21	Grafik respon percepatan dengan perubahan r_I untuk $r_L = \frac{1}{2}$	78
Gambar 4.22	Grafik waterfall untuk respon percepatan dengan perubahan r_I untuk $r_L = \frac{1}{2}$	79
Gambar 4.23	Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_I untuk $r_L = \frac{1}{2}$	80
Gambar 4.24	Grafik waterfall untuk respon percepatan sudut dengan perubahan r_I untuk $r_L = \frac{1}{2}$	81
Gambar 4.25	Grafik respon percepatan dengan perubahan r_I untuk $r_L = 1$	82
Gambar 4.26	Grafik waterfall untuk respon percepatan dengan perubahan r_I untuk $r_L = 1$	82
Gambar 4.27	Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_I untuk $r_L = 1$	83
Gambar 4.28	Grafik waterfall untuk respon percepatan sudut dengan perubahan r_I untuk $r_L = 1$	84
Gambar 4.29	Grafik penurunan percepatan dan percepatan sudut terhadap variasi rasio jarak (r_L)	86

Gambar 4.30	Grafik penurunan percepatan dan percepatan sudut terhadap variasi rasio inersia (r_1)	88
Gambar 4.31	Perbandingan respon percepatan without <i>DVA</i> , <i>DDVA-dependent</i> dan <i>DDVA-independent</i>	92
Gambar 4.32	Perbandingan respon percepatan sudut without <i>DVA</i> , <i>DDVA-dependent</i> dan <i>DDVA-independent</i>	94
Gambar 4.33	Perbandingan respon percepatan sistem tanpa <i>DVA</i>	97
Gambar 4.34	Perbandingan respon percepatan sudut sistem tanpa <i>DVA</i>	98
Gambar 4.35	Perbandingan respon percepatan sistem dengan <i>DVA</i>	99
Gambar 4.36	Perbandingan respon percepatan sudut sistem dengan <i>DVA</i>	101

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Rancangan percobaan.	41
Tabel 4.1	Pengujian kekakuan cantilever.	46
Tabel 4.2	Koefisien redaman. sistem utama	49
Tabel 4.3	Parameter Sistem Utama.	49
Tabel 4.4	Koefisien redaman. <i>absorber</i>	52
Tabel 4.5.	Perhitungan Nilai Frekuensi Natural Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-dependent</i>	59
Tabel 4.6	Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Jarak (r_L).	87
Tabel 4.7	Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Inersia (r_I).	89
Tabel 4.8	Perbandingan Prosentase Penurunan Percepatan DDVA-dependent dan DDVA-independent	90
Tabel 4.9	Perbandingan Prosentase Penurunan Percepatan Sudut DDVA- dependent dan DDVA-independent.	93
Tabel 4.10	Hasil perbandingan RMS Percepatan sistem tanpa <i>DVA</i>	96
Tabel 4.11	Hasil perbandingan RMS Percepatan sudut sistem tanpa <i>DVA</i>	98
Tabel 4.12	Hasil perbandingan RMS Percepatan sistem dengan <i>DVA</i>	100
Tabel 4.13	Hasil perbandingan RMS Percepatan sistem dengan <i>DVA</i>	101

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Sebuah sistem dapat mengalami getaran yang berlebihan jika gaya yang bekerja padanya mendekati frekuensi natural dari sistem tersebut. Untuk mengatasi hal ini metode penanganan tradisional yang melibatkan modifikasi struktural sering memakan waktu dan mahal [1]. Pada beberapa kasus getaran pada sebuah sistem dapat dikurangi dengan memasang *dynamic vibration absorber*. *Dynamic vibration absorber* didesain untuk menjauhkan frekuensi natural sistem dari frekuensi gaya yang diberikan padanya. Awalnya *DVA* banyak digunakan pada bangunan tingkat tinggi untuk mengurangi efek negatif dari getaran yang diakibatkan saat bangunan mengalami gempa bumi, sebagaimana dalam penelitian Kazuo Yoshida [2]. Meskipun telah banyak digunakan pada bangunan bertingkat namun prinsip kerja dari *DVA* ini tetap dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran.

DVA atau yang dikenal dengan *Tuned-Mass Damper (TMD)* [3] terdiri dari sistem massa, pegas, dan peredam yang ditambahkan pada struktur sehingga getaran dapat dihambat. Pada banyak kasus, *DVA* hanya digunakan untuk melakukan pengurangan getaran pada arah gerak translasi saja. sementara pada kasus yang lebih kompleks, bisa saja sistem juga mengalami getaran arah rotasional. Sun [4] telah mengembangkan konsep *DVA*. Konsep ini sangat sederhana dengan penempatan dua *DVA* pada sistem utama. Berdasarkan perbandingan *DVA* dan *SSA*, performa *DVA* sebanding dengan *SSA* dengan kelebihan seperti frekuensi *tuning* yang rendah, proses optimalisasi yang cepat, dan kebutuhan material yang tahan *fatigue* yang rendah. Pengembangan dari *DVA* ini masih terbatas pada arah gerak translasi. Sedangkan dalam kondisi yang lebih kompleks, sistem yang dikontrol getaran dapat mengalami gerakan rotasi. Penelitian lebih lanjut telah dilakukan oleh Esthi Kusumadewayanti [5] yang mengembangkan konsep *dual DVA-independent* pada kondisi yang lebih kompleks. Dimana *dual DVA* yang diterapkan mampu mereduksi getaran sistem utama pada arah translasi dan rotasi.

Penelitian ini berfokus pada pengembangan konsep *DVA* yang mampu mereduksi getaran arah translasi dan rotasi dari sebuah sistem utama. Proses reduksi getaran dilakukan dengan menambahkan *DVA dependent* pada sistem utama. Pusat masa dari sistem utama dibuat sepusat dengan pusat masa dari *DVA*. Jarak antara pusat masa dari sistem utama dan *absorber DVA* (panjang lengan momen c dan d) dilakukan perubahan untuk memperoleh getaran paling minimal dari sistem utama.

1.2. Perumusan Masalah

Penelitian ini memiliki beberapa rumusan masalah sebagai berikut,

1. Bagaimana karakteristik getaran dari sistem *2-DOF* tanpa penambahan *DVA* dan dengan penambahan *DVA-dependent*?
2. Bagaimana pengaruh perubahan lengan momen *DVA dependent* terhadap respon getaran translasi dan rotasi dari sistem utama?
3. Bagaimana penurunan respon getaran sistem utama *2-DOF* dengan penambahan *DVA-dependent*?

1.3. Tujuan

Tujuan dari penelitian ini antara lain sebagai berikut,

1. Menganalisa karakteristik getaran dari sistem *2-DOF* tanpa penambahan *DVA* dan dengan penambahan *DVA-dependent*.
2. Meneliti pengaruh perubahan lengan momen *DVA* terhadap respon getaran translasi dan rotasi dari sistem utama.
3. Menganalisa penurunan respon getaran sistem utama *2-DOF* dengan penambahan *DVA-dependent*.

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Gaya eksitasi disebabkan oleh massa *unbalance* yang dipasang pada motor dengan beda fase 90° .
2. Gerakan translasi yang diamati pada sumbu y dari *beam*.
3. Gerakan rotasi terjadi ke arah θ .

4. Sistem utama merupakan sistem tidak terkopel.
5. Pusat gravitasi dari sistem utama berhimpit dengan pusat gravitasi dari *absorber* (sepusat) pada sumbu y .

1.5. Manfaat

Dari penelitian ini dapat dilakukan pengembangan penggunaan *DVA* dalam peredaman getaran dari gerakan translasi dan rotasi. Selain itu, hasil penelitian ini dapat digunakan sebagai acuan pengembangan *DVA* dalam kasus gerakan translasi dan rotasi

1.6. Kontribusi dan Keterbaruan Penelitian

Kontribusi keilmuan dari penelitian ini adalah sebagai studi referensi penggunaan *DVA-dependent* pada sistem utama dalam meredam getaran. Selain itu, studi referensi mengenai pengaruh parameter *DVA-dependent* (massa dan konstanta kekakuan) terhadap peredaman getaran translasi dan rotasi. Pada penelitian terdahulu, analisa getaran mengenai *DVA* telah dilakukan dengan menggunakan *DVA-independent* sehingga pada penelitian ini akan dikembangkan *DVA-dependent* untuk mereduksi getaran pada translasi dan rotasi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Beberapa Cara Meredam Getaran

Pada kondisi praktis, getaran dari struktur atau mesin tidak dapat dihilangkan, tetapi hanya dapat dihambat. Beberapa metode digunakan untuk menghambat getaran tersebut, antara lain [6]:

1. Pengontrolan frekuensi natural sistem dengan menghindari resonansi akibat eksitasi eksternal.

Resonansi terjadi ketika frekuensi eksitasi bernilai sama dengan frekuensi natural dari sistem. Hal ini ditunjukkan dengan nilai perpindahan yang besar. Perpindahan yang besar ini menunjukkan adanya regangan dan tegangan yang tidak diharapkan yang akan mengakibatkan kerusakan pada sistem sehingga kondisi resonansi harus dihindari. Dalam beberapa kasus, frekuensi eksitasi tidak dapat dikontrol karena terkait dengan fungsi sistem.

$$\omega_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{1/2} \quad (2.1)$$

Berdasarkan persamaan 2.1, nilai frekuensi natural dipengaruhi oleh massa dan konstanta kekakuan. Dalam penerapannya, perubahan massa tidak dapat dirubah karena hal ini akan mempengaruhi fungsi sistem. Oleh karena itu, konstanta kekakuan sistem merupakan faktor yang dapat diatur untuk mengubah frekuensi natural.

2. Pencegahan respon sistem yang berlebihan terutama pada kondisi resonansi dengan penggunaan *damping* atau mekanisme penyerapan energi.

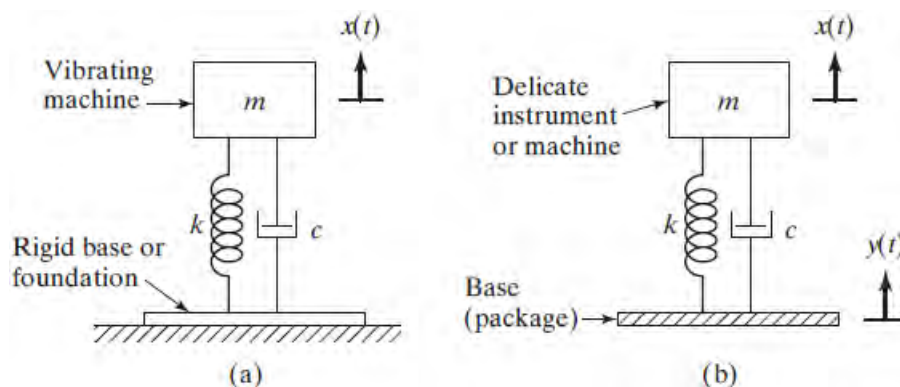
Jika sistem mengalami getaran paksa, respon atau amplitudo getaran cenderung tinggi di dekat resonansi ketika tanpa *damping*. Adanya *damping* membatasi amplitudo getaran. Ketika frekuensi diketahui, resonansi dapat dihindari dengan mengubah frekuensi natural sistem. Namun, resonansi tidak dapat dihambat untuk semua kondisi operasional. Dalam beberapa kasus, *damping* pada sistem dapat mengontrol respon getaran seperti penggunaan

material dengan *internal damping* yang tinggi (besi tuang, atau material yang berstruktur *laminated* atau *sandwich*).

3. Pengurangan transmisi gaya eksitasi dari satu komponen mesin ke komponen lain dengan penggunaan *vibration isolator*.

Vibration isolator merupakan salah satu metode penghambat getaran. Metode ini menggunakan penambahan isolator di antara massa yang bergetar dengan sumber getaran sehingga penurunan respon dinamis sistem dapat dicapai dalam kondisi tertentu. Sistem isolator ini dapat berupa aktif dan pasif berdasarkan adanya daya eksternal pada isolator dalam menjalankan fungsinya. Isolator pasif terdiri dari pegas dan *damping* seperti *metal spring*, *cork*, *felt*, *pneumatic spring*, dan *elastomer* (karet) sedangkan isolator aktif terdiri dari *servomechanism* dengan sensor, *signal processor*, dan aktuator.

Penggunaan *vibration isolator* dapat digunakan pada dua jenis kondisi, yaitu: *base* dari sistem yang bergetar dilindungi terhadap gaya *unbalanced* yang besar dan sistem dilindungi terhadap gerakan dari *base* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2..



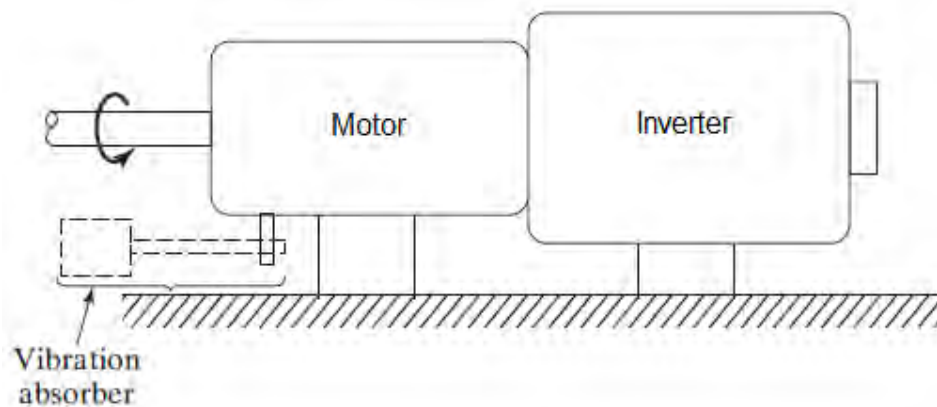
Gambar 2.1 Jenis Penggunaan *Vibration Isolator*: (a) Sistem Utama Dikenakan Gaya Eksitasi dan (b) Sistem Utama Dilindungi dari Gerakan Eksitasi *Base* [6].

Keefektifan jenis *vibration isolator* ini tergantung dari gaya eksitasi. Isolator yang dirancang untuk mereduksi gaya yang ditransmisikan ke *base* tidak akan

efektif jika gangguannya berupa *harmonic unbalanced force*. Hal yang sama juga terjadi ketika isolator yang dirancang mampu menghadapi eksitasi harmonik pada frekuensi tertentu tidak akan efektif untuk frekuensi lain atau jenis eksitasi yang berbeda seperti *step*.

4. Pengurangan respon sistem dengan penggunaan massa tambahan atau *vibration absorber*.

Penyerapan getaran pada umumnya digunakan dalam mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan. Hal ini disebabkan pengaturan getaran *absorber* berada pada satu frekuensi tertentu dan efektif pada rentang frekuensi yang relatif sempit. *Absorber* ini diaplikasikan pada alat dengan gerak maju mundur (*sanders*, gergaji), dan *compactor* yang berjalan pada kecepatan konstan (untuk meminimalkan konsumsi bahan bakar). Dalam sistem ini, penyerap getaran membantu menyeimbangkan kekuatan gerak maju mundur (*reciprocating*) sehingga alat tersebut dapat dihambat atau dikontrol. Pada kasus tertentu, peredam getaran dinamis dalam bentuk perangkat berbentuk beban digantung pada motor untuk mengurangi dampak getaran yang diterima oleh motor seperti pada Gambar 2.



Gambar 2.2 Mekanisme DVA pada Motor [6].

2.2. *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

Dynamic Vibration Absorber (DVA) merupakan salah satu penerapan teknologi dalam bidang getaran mekanik. *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* ini didesain memiliki frekuensi natural sama dengan frekuensi getaran yang tidak diinginkan dari sistem utama. Pada umumnya, *DVA* merupakan peralatan pasif

pengontrol getaran yang banyak digunakan. Ketika sebuah sistem utama diberikan eksitasi harmonik pada sebuah frekuensi konstan, respon sistem dapat diredam dengan penambahan sistem sekunder massa-pegas atau *DVA*. Berdasarkan perkembangannya, *DVA* ini dapat dikelompokkan dalam 3 kategori, yaitu: pasif, adaptif, dan aktif [6].

2.2.1. *DVA* Pasif

DVA pasif adalah sistem tambahan massa, pegas, dan *damping* yang diletakkan pada sistem utama untuk mereduksi getaran. Konsep *DVA* pasif ini diperkenalkan oleh Watt [8] ketika perancangan metode untuk mereduksi efek *rolling* pada kapal. Namun, desain praktis *DVA* diperkenalkan oleh Frahm [9] pada tahun 1902. Dia mendesain sistem tanki fluida untuk mereduksi efek *rolling* pada kapal. Dalam rancangannya, redaman masih diabaikan pada sistem utama dan *absorber*. Penggunaan *undamped DVA* ini mampu mengubah amplitudo dari sistem utama menjadi nol pada frekuensi tertentu. Penerapan *DVA* ini memiliki beberapa kelebihan, antara lain: pemasangan yang mudah, rancangan yang sederhana, dan efektif terhadap getaran yang memiliki rentang frekuensi yang sempit. *DVA* ini dipilih dengan pertimbangan bahwa sistem memiliki anti-resonansi pada frekuensi yang diharapkan. Pengaplikasian *undamped DVA* menghasilkan kemampuan menghambat getaran yang baik pada frekuensi desain yang spesifik. Hal ini hanya efektif jika frekuensi eksitasi konstan. Kelemahan dari *undamped DVA* adalah jika frekuensi eksitasi berubah-ubah, respon kombinasi sistem-*absorber* dapat lebih tinggi dibandingkan sistem. Dari kelemahan tersebut, Ormondroyd dan Den Hartog [10] memperbaiki konsep *undamped DVA* dengan penggunaan *damped DVA* yang dipasang pada sistem. Hasil dari modifikasi *DVA* ini mampu meredam getaran sistem secara efektif pada rentang frekuensi yang panjang dengan mereduksi respon pada kedua frekuensi natural dari kombinasi sistem-*absorber*. Namun, respon pada frekuensi natural sistem tidak dapat direduksi menjadi nol.

2.2.2. DVA Adaptif

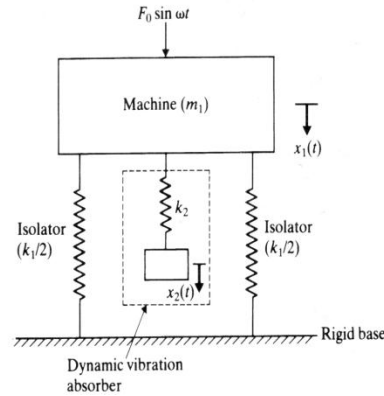
Penggunaan *DVA* pasif dapat bekerja efektif ketika pemilihan *tuning* dan *damping* sesuai dengan kondisi operasional. Dalam kondisi yang sering berubah terhadap waktu, *DVA* pasif dapat mengalami *mistuned* dalam mereduksi getaran. Pada beberapa kasus, *DVA* yang mengalami *mistuned* dapat meningkatkan getaran pada sistem. Hal ini membuat beberapa penelitian tertarik terhadap pengembangan *DVA* dengan parameter yang mudah diatur dan dikontrol. Perkembangan penelitian jenis *DVA* ini diawali dengan penelitian terhadap *DVA* jenis semi-aktif atau dikenal sebagai *DVA* adaptif. *DVA* adaptif merupakan jenis *DVA* dengan parameter-parameter yang dapat diatur dengan mudah. Oleh karena itu, penelitian terkait parameter tersebut telah banyak dilakukan, antara lain penggunaan *smart material* seperti *piezoelectric ceramic* yang dilakukan Blaszkiewics [11], penggunaan pegas daun yang dikontrol dengan motor step untuk melakukan *tuning* frekuensi resonansi pada penelitian Wang et all [12]. Dari penelitian terhadap *DVA* adaptif ini, ditemukan permasalahan dalam pengontrolan getaran terletak pada penentuan konstanta kekakuan dari *DVA*. Ide mengenai *DVA* adaptif ini sederhana. Namun, ini cukup menjadi tantangan terhadap desain dengan penggunaan teknologi konvensional untuk membuat perangkat adaptif yang praktis dengan batasan berat, ukuran, dan biaya. Desain *DVA* adaptif ini cukup rumit dalam beberapa komponen mekanik dan elektirk sehingga masalah kehandalan dan *maintainability* menjadi masalah penting. Hal ini yang menjadi salah satu alasan *DVA* adaptif tidak dapat digunakan secara luas seperti pada *DVA* pasif. Desain *DVA adaptif* yang melibatkan komponen mekanik dan elektrik yang banyak juga akan membatasi rentang *tuning* pada frekuensi resonansi alat dan kecepatan *tuning*. Salah satu kontribusi perkembangan *DVA* adaptif ini adalah penggunaan *smart material* yang memiliki respon stimulus terhadap perubahan konstanta kekakuan. Jika *smart material* digunakan, desain *DVA* ini dapat menjadi lebih kompak, ringan, efektif dan handal.

2.2.3. DVA Aktif

Jenis *DVA* aktif muncul karena keterbatasan yang ada pada *DVA* pasif dan adaptif. Secara umum, *DVA* aktif terdiri dari elemen aktif yang disusun

paralel terhadap elemen resilien untuk mendukung massa tambahan. Elemen aktif ini menghasilkan gaya aksi pada massa tambahan. Kelebihan *DVA* aktif ini adalah daerah frekuensi yang tereduksi lebih lebar dan kemampuan kontrol yang tinggi. *DVA* aktif harus memiliki *controller* untuk mengatur arus atau voltase yang masuk. Hal ini merupakan bagian dari *DVA* aktif. Dalam kondisi tertentu, *DVA* aktif dapat dilihat sebagai aktuator dengan mekanisme *tuning* pasif untuk meningkatkan efisiensi keluaran pada frekuensi resonansi sehingga *DVA* lebih tepat dianggap sebagai aktuator daripada *absorber* konvensional. Dalam sudut pandang lain, *DVA* aktif dapat dilihat sebagai *tuned absorber* dengan elemen gaya aktif untuk performa tambahan. Ketika elemen aktif atau *controller* mengalami kegagalan, *DVA* ini masih dapat berfungsi sebagai *absorber* pasif. Dalam hal ini, pengurangan getaran pada *DVA* aktif yang mengalami kegagalan sama seperti *absorber* ketika berada dalam kondisi pasif. Oleh karena ini, *DVA* aktif dapat dianggap sebagai *fail-safe passive-active vibration control device*. Salah satu perkembangan *DVA* aktif adalah *hybrid DVA*. Fujita et al [13] melakukan penelitian pada *hybrid DVA*. Dalam desainnya, *DVA* memiliki 2 mode operasi, yaitu mode aktif dan pasif. Dalam penerapan mode ini, mode aktif digunakan untuk mengontrol getaran yang relatif kecil pada bangunan yang disebabkan oleh angin dan gempa ringan sementara mode pasif digunakan untuk mengontrol eksitasi gempa yang kuat. *Hybrid DVA* ini juga dikembangkan oleh Nishimura [14], dimana *DVA* aktif yang berukuran kecil dipasang pada *DVA* pasif yang berukuran besar. Dari penelitian tersebut, diperoleh bahwa kelebihan *hybrid DVA* ini adalah kemampuan *controller* mempertahankan performa terhadap gangguan dengan tetap mempertimbangkan variasi parameter *absorber* dan sistem.

2.2.4. Dynamic Vibration Absorber tanpa peredam



Gambar 2.3 Dynamic Vibration Absorber tanpa Peredam [6].

Gambar 2.3 memperlihatkan sebuah masa dari sistem utama sebesar m_1 . Sistem mengalami gaya dari luar sebesar $F_0 \sin(\omega.t)$ dan terhubung dengan tanah melalui pegas yang memiliki konstanta kekakuan sebesar k_1 . Sebuah dynamic absorber dengan masa m_2 dan kekakuan pegas k_2 ditambahkan pada mesin. Dengan demikian sistem yang mulanya hanya 1 DOF menjadi 2 DOF sehingga persamaan gerak dari sistem secara keseluruhan dapat dituliskan menjadi:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_o \sin \omega t$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0$$

Asumsikan penyelesaian berbentuk harmonik,

$$x_1 = X_1 \sin \omega t \quad x_2 = X_2 \sin \omega t$$

Amplitudo steady-state dari massa m_1 dan m_2 :

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_o}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2}$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_o}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2}$$

Dalam kasus peredam dinamis, tujuan utama yang harus diperoleh adalah mengurangi atau bahkan mentiadakan sama sekali amplitudo dari masa utama. Dengan demikian jika dikehendaki bahwa amplitudo m_1 nol, maka pembilang dari X_1 bernilai nol, yaitu $k_2 - m_2 \omega^2 = 0$ atau $\omega = (k_2/m_2)^{0.5}$.

Misalkan sebelum penambahan absorber mesin beroperasi dekat resonansinya yaitu $\omega^2 \approx \omega_1^2 = k_1/m_1$. Maka jika absorber ditambahkan dengan design sedemikian sehingga

$$k_2/m_2 = \omega^2 \approx k_1/m_1$$

maka dalam hal ini amplitudo mesin akan bernilai nol, meskipun beroperasi pada frekuensi resonansi mesin (aslanya, sebelum penambahan absorber). Dengan mendefinisikan

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} \quad (2.2)$$

$$\omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{0,5} \quad (2.3)$$

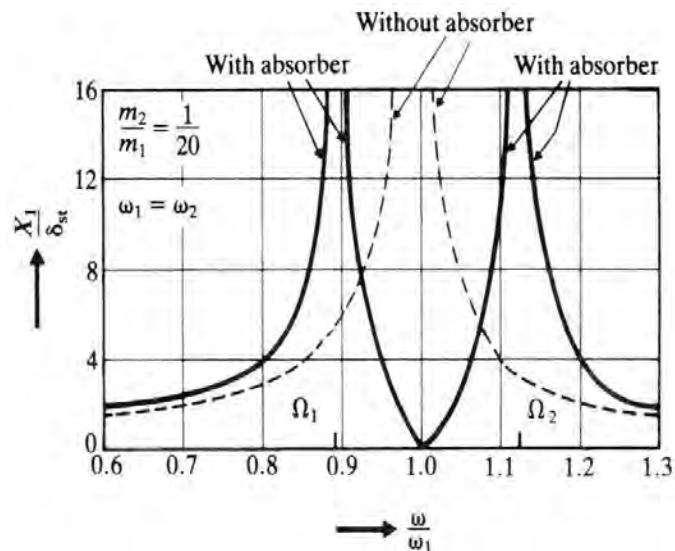
Sebagai frekuensi natural sistem dan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{0,5} \quad (2.4)$$

sebagai frekuensi natural absorber (sistem tambahan), maka :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - (\omega/\omega_2)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.5)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.6)$$



Gambar 2.4 Efek Respon Metaran Mesin dari Pemberian *Dynamic Absorber* tanpa Peredam [6]

Gambar 2.4 memperlihatkan grafik perubahan nilai dari amplitudo getaran mesin (X_1/δ_{st}) karena perubahan kecepatan putar mesin (ω/ω_1). Dua puncak dari amplitudo sistem utama berkenaan dengan dua frekuensi natural dari sistem komposit.

Untuk $\omega = \omega_1$ dan $\omega = \omega_2$ maka:

$$\begin{aligned} X_1 &= 0 \\ X_2 &= -\frac{Fo}{k_2} = -\left(\frac{k_1}{k_2}\right) \cdot \delta_{st} \end{aligned} \quad (2.7)$$

$k_2 \cdot X_2 = -Fo$ menunjukkan bahwa gaya pada pegas absorber adalah berlawanan dengan gaya eksitasi. Dengan demikian maka gaya pada pegas absorber berguna untuk menetralkan getaran pada mesin.

Dengan mengingat design dimana $\omega^2 = k_2/m_2$, maka

$$k_2 \cdot X_2 = m_2 \cdot \omega_2^2 \cdot X_2 = -Fo \quad (2.8)$$

Dari grafik X_1/δ_{st} sebagai fungsi perubahan ω_1/ω diketahui bahwa dengan adanya absorber dinamis akan muncul dua frekuensi resonan (amplitudo mesin bernilai tak hingga), yaitu Ω_1 dan Ω_2 . Dalam praktek, frekuensi operasi ω diupayakan tidak dekat dng Ω_1 atau Ω_2 .

$$\left(\frac{\Omega_1}{\omega_2}\right)^2, \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2}\right)^2 = \frac{\left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] \mp \sqrt{\left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]^2 - 4\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2}}{2\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2} \quad (2.9)$$

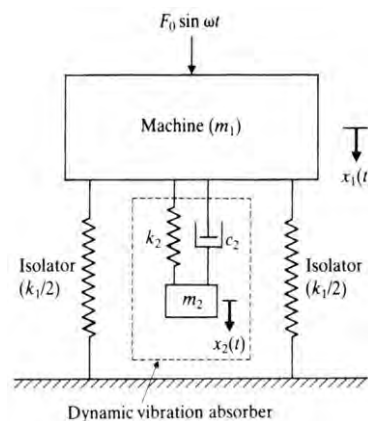
Persamaan di atas menunjukkan bahwa ruas kiri merupakan fungsi dari (m_2/m_1) dan ω_2/ω_1 . Dalam kasus *dynamic absorber* tanpa peredam ini terdapat catatan yang perlu untuk diperhatikan, diantaranya adalah sebagai berikut:

- ❖ Ω_1 lebih kecil dan Ω_2 lebih besar daripada kecepatan operasi mesin (yg dalam hal ini sama dng frekuensi natural ω_1). Mesin harus melewati Ω_1 saat start-up atau stopping. Upayakan waktu yang diperlukan utk „lewat“ Ω_1 sesingkat mungkin.

- ❖ Karena absorber di-tune ke sebuah frekuensi eksitasi ω , amplitudo *steady-state* dari mesin bernilai nol hanya pada frekuensi tersebut. Jika mesin beroperasi pada frekuensi yg lain atau eksitasi memiliki sejumlah frekuensi, amplitudo getaran mesin bisa besar.
- ❖ Nilai k_2 dan/atau ω_2 tergantung pada nilai X_2 yg diijinkan / direncanakan
- ❖ Perbedaan antara Ω_1 dng Ω_2 bertambah dengan naiknya m_2/m_1

2.2.5. *Dynamic vibration absorber dengan peredam*

Pemberian *dynamic vibration absorber* tanpa peredam mengakibatkan berubahnya nilai dan jumlah resonansi puncak dari mesin. mesin yang semula hanya memiliki satu buah puncak resonansi, kemudian menjadi memiliki dua buah puncak resonansi dengan ditambahkannya *dynamic vibration absorber*. Dengan demikian mesin harus melewati resonansi puncak dengan cepat saat mesin dalam kondisi dinyalakan atau dimatikan untuk menghindari amplitudo yang sangat besar. Amplitudo dari mesin ini dapat dikurangi dengan memberikan peredam getaran sebagaimana gambar berikut (gambar 2.5).



Gambar 2.5 *Dynamic vibration absorber dengan Peredam* [6].

persamaan dari sistem dapat dituliskan menjadi

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0$$

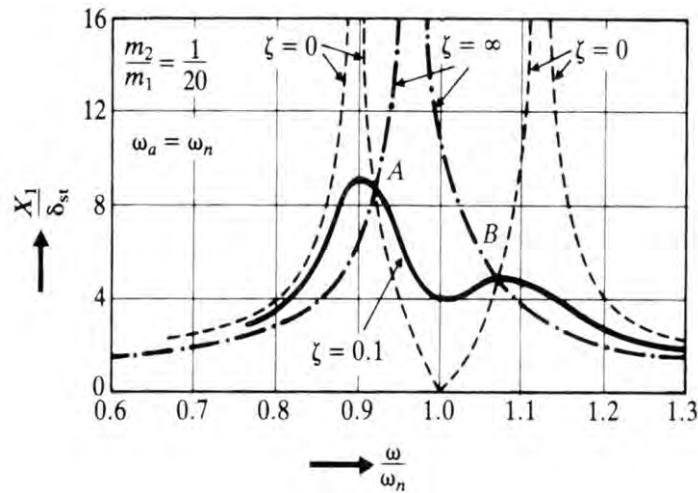
Definisikan :

$\mu = m_2/m_1$	rasio massa
$\delta_{st} = F_0/k_1$	defleksi statis

$\omega_{a2} = k_2/m_2$ kuadrat „frek. natural“ absorber
 $\omega_{n2} = k_1/m_1$ kuadrat „frek. natural“ massa utama
 $f = \omega_a/\omega_n$ rasio frekuensi natural, berkenaan dengan absorber
 $g = \omega/\omega_n$ rasio frekuensi natural, berkenaan dengan gaya eksitasi
 $\zeta = c_2/(2.m_2.\omega_n)$ rasio redaman
 maka

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{0.5} \quad (2.10)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{0.5} \quad (2.11)$$



Gambar 2.6 Efek Respon Metaran Mesin dari Pemberian *Dynamic Absorber* dengan Peredam [6].

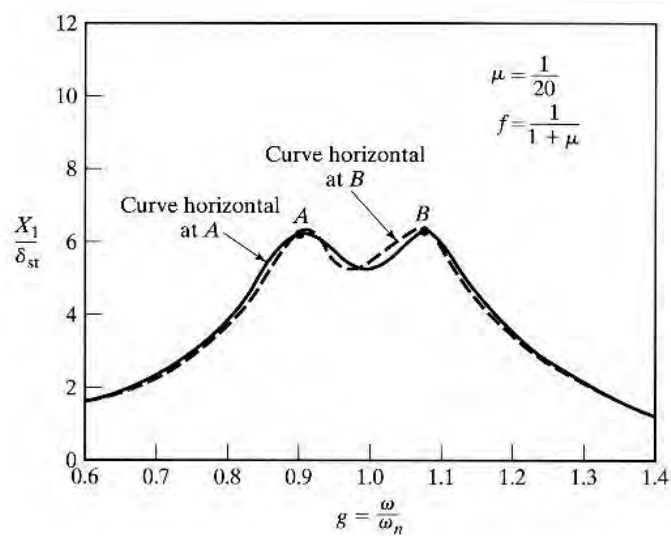
Gambar 2.6 menunjukkan grafik X_1/δ_{st} sebagai fungsi dari ω/ω_n untuk $f = 1$ dan $\mu = 1/20$ dengan beberapa nilai ζ . Pada sistem tanpa peredam dengan nilai redaman nol ($c_2=\zeta=0$) maka resonansi terjadi di dua frekuensi resonan sistem. Jika redaman menjadi tak hingga ($\zeta=\infty$) maka m_1 dan m_2 saling melekat dan sistem berperilaku seperti SDOF dengan massa $= m_1+m_2 = 21/20 m$ dan kekakuan k_1 . Pada kasus ini resonansi terjadi pada

$$\frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{(1+\mu)^{0.5}} = 0.975 \quad (2.12)$$

Dengan demikian maka nilai puncak dari X_1 mendekati nilai tak hingga untuk $c_2 = 0$ dan $c_2 = \infty$.

2.2.6. Dynamic absorber *Tuned*

Pada gambar 2.7 ditunjukkan bahwa grafik transmisibility dari sistem memiliki dua puncak, yaitu pada titik A dan B. Puncak pada titik A lebih tinggi daripada titik B. Absorber yang demikian tentunya kuranglah optimal. Absorber yang optimal terjadi saat kedua puncak pada grafik di atas memiliki ordinat yang sama. Kondisi tersebut tentunya didapat untuk $f = 1/(1+\mu)$. Kondisi ini disebut dengan kondisi *tuned vibration absorber*.



Gambar 2.7 Grafik transmisibility untuk kondisi *tuned vibration absorber* [6].

Nilai optimum dari ζ didapatkan dengan menggunakan persamaan berikut

$$\zeta_{opt}^2 = \frac{3\mu}{8(1+\mu)^3} \quad (2.13)$$

Dengan nilai ampiltudo massa utama didapat dari :

$$\left(\frac{X_1}{\delta_{st}} \right)_{opt} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (2.14)$$

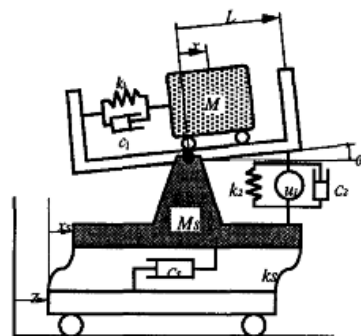
Dalam kasus *dynamic tuned absorber* dengan peredam ini terdapat catatan yang perlu untuk diperhatikan, diantaranya adalah sebagai berikut:

- Nilai amplitudo massa absorber X_2 selalu lebih besar dari pada amplitudo massa absorber X_1 . Demikian dalam desain dapat mengakomodasi amplitudo massa absorber yang lebih besar.
- Karena amplitudo massa m_2 diharapkan lebih besar, maka untuk desain dapat dilihat dari sudut pandang dari kekakuan pegas absorber k_2 .

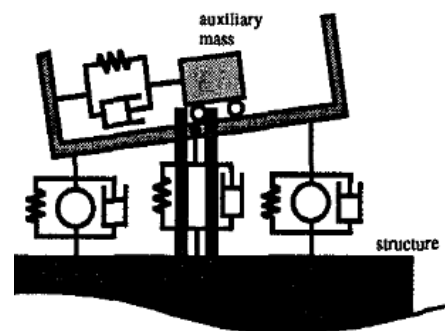
2.3. Pengenalan Aplikasi DVA

2.3.1. Aplikasi pada Bangunan

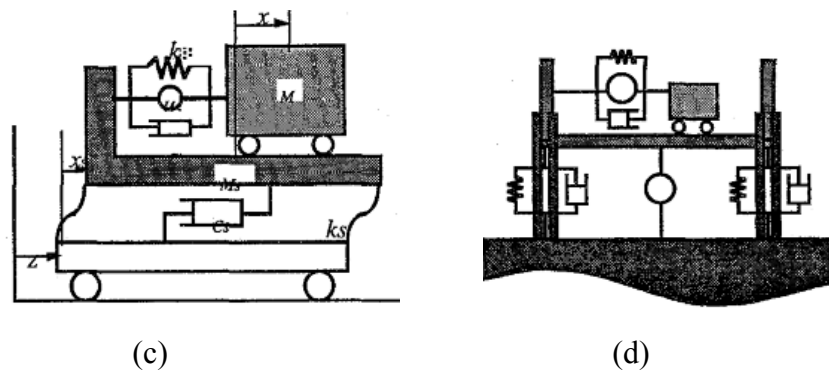
Yoshida [2] membahas tentang penggunaan DVA dalam mereduksi getaran arah vertikal dan horizontal pada bangunan bertingkat yang mengalami gempa. Dalam penelitiannya, Kazuo menggunakan beberapa model DVA aktif dan pasif. Model tersebut diantaranya adalah: *seesaw type active dynamic vibration absorber (SADVA)* seperti pada Gambar 2.(a dan b), *hybrid active dynamic vibration absorber (HADVA)* seperti pada Gambar 2.(c dan d) dan *tuned mass damper (TMD)* yang merupakan *absorber* pasif. *SADVA* merupakan *DVA* aktif yang tersusun dari *frame* yang dapat menahan gerakan vertikal dan rotasi sehingga dapat digunakan untuk mengkontrol respon getaran arah vertikal dan horizontal dari struktur.



(a)

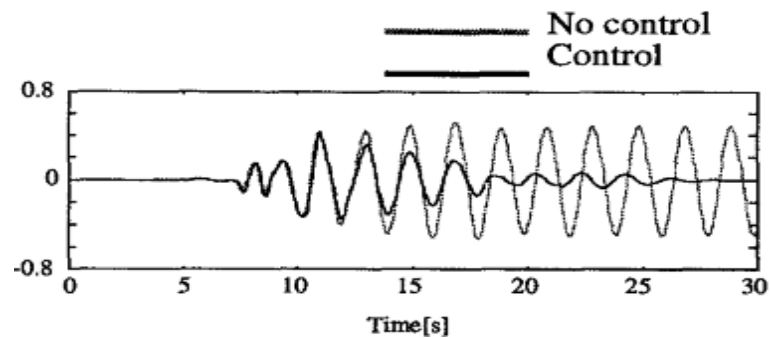


(b)



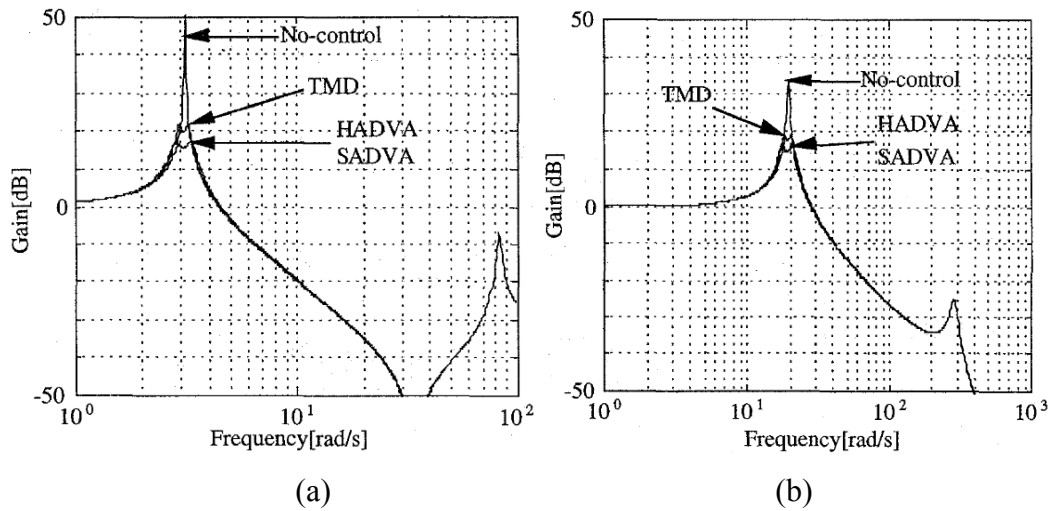
Gambar 2.8 Model *SADVA*: (a) Model Umum dan (b) Model Modifikasi untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal dan Model *HADVA*: (c) Model Umum dan (d) Model Modifikasi untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal [2]

Dari grafik respon hasil penelitian yang diperoleh oleh Yoshida menunjukkan bahwa dengan penambahan *dynamic absorber* maka besar respons getaran menjadi lebih kecil (Gambar 2.9).



Gambar 2.9 Grafik respon getaran pada penelitian Kazuo[2]

Berdasarkan Gambar 2. terlihat bahwa *HADVA* dan *SADVA* mampu memberikan efek redaman yang lebih baik daripada *TMD*. Meskipun respons *TMD* tidak sebaik *HADVA* dan *SADVA* dalam meredam getaran, konstruksi *TMD* lebih sederhana dan lebih murah bila dibandingkan dengan yang lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa setiap tipe dari *DVA* akan memberikan efek peredaman yang berbeda-beda dan bergantung pada pengaplikasiannya.

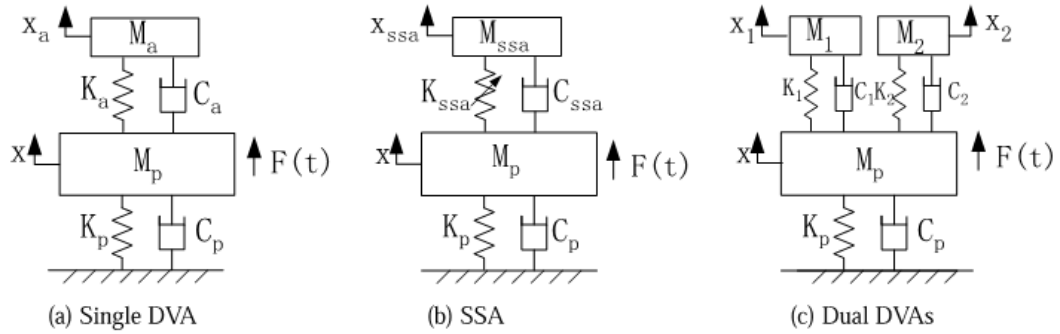


Gambar 2.10 Grafik Transmisibilitas pada Penelitian Kazuo: (a) Vertikal dan (b) Horizontal [2]

Dalam penelitian Yoshida ini, perbedaan amplitudo getaran dengan penggunaan *DVA* pasif tidak terlalu signifikan terhadap amplitudo getaran dengan penggunaan *HADVA* dan *SADVA*. Hal ini menunjukkan adanya kemungkinan respon *DVA* pasif sama dengan respon *HADVA* dan *SADVA* dengan penggunaan parameter-parameter yang tepat.

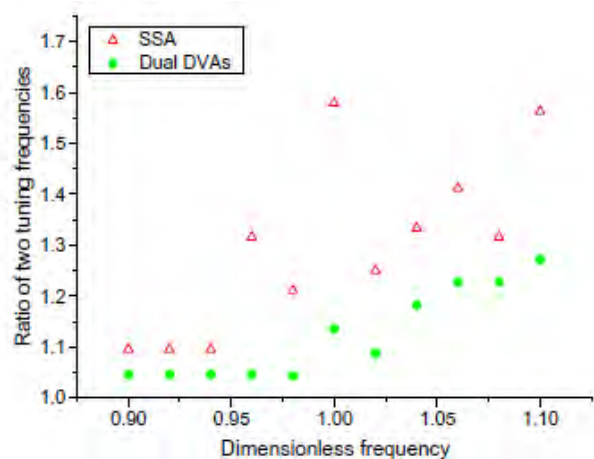
2.3.3. Aplikasi *dual DVA*

Sun et. all [4] juga melakukan penelitian mengenai model *DVA* untuk mengontrol *multi-frequency harmonic excitation*. Sun melakukan perbandingan penggunaan *dual DVA* dan *State-Switched Absorber (SSA)* seperti pada Gambar 2.. Rasio massa *SSA* dan massa total *dual DVA* yang digunakan sebesar 10% dari massa sistem utama dengan *damping ratio* 5% untuk *SSA* dan 2,5% untuk *dual DVA*. Selain itu, frekuensi eksitasi dan resonansi merupakan dinormalisasi dengan frekuensi natural dari sistem.



Gambar 2.11 (a) *Single DVA*, (b) *SSA*, dan (c) *Dual DVA* [4]

Pada penelitian tersebut, nilai dua frekuensi *tuning* *SSA* dibandingkan dengan *dual DVA* seperti pada Gambar 2.11. Berdasarkan Gambar 2.11, rasio dua frekuensi *tuning* *SSA* berfluktuasi terhadap *dimensionless frequency* dan lebih besar dibandingkan *dual DVA*. Fluktuasi yang besar ini menunjukkan frekuensi *tuning* *SSA* lebih sensitif terhadap frekuensi eksitasi. Untuk jenis *DVA* adaptif dengan pengaturan konstanta kekakuan seperti *SSA*, rasio frekuensi *tuning* yang semakin besar mengakibatkan sifat *smart material* pada *absorber* harus mampu digunakan pada rentang yang lebih luas. Oleh karena itu, penggunaan *dual DVA* dapat diaplikasikan dengan mudah.



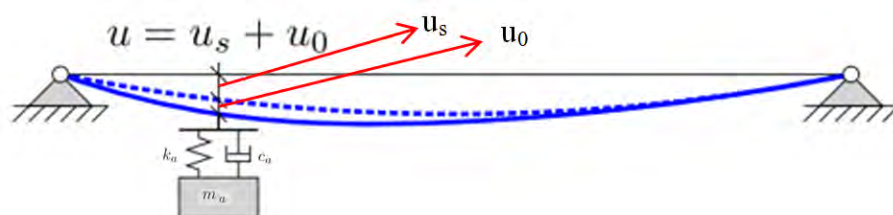
Gambar 2.12 Rasio Dua Frekuensi *Tuning* pada *SSA* dan *dual DVA* [4]

Hasil dari penelitian tersebut diperoleh *dual DVA* memiliki performa yang sama seperti *SSA* dengan beberapa kelebihan dibandingkan *SSA* yaitu rasio frekuensi *tuning* yang lebih rendah, dan pertimbangan sifat material *anti-fatigue*

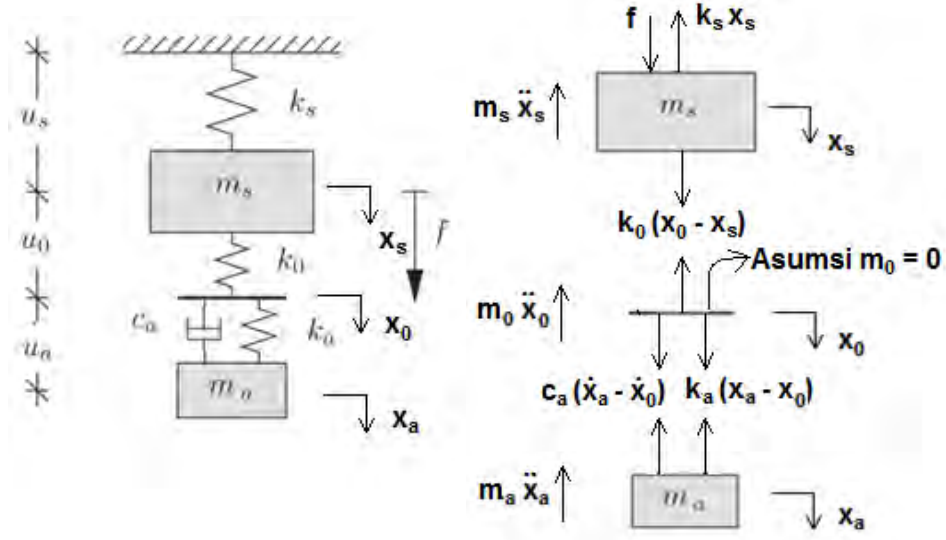
yang rendah. Dari hasil penelitian Sun[4], memberikan gambaran batasan dalam penggunaan *SSA*. Jika material yang digunakan untuk kekakuan memiliki performa yang cukup tinggi, *SSA* merupakan pilihan yang tepat pada eksitasi harmonik.

Penggunaan *dual DVA* juga diteliti oleh Sheth et. all [6]. Dalam penelitian ini, analisa eksperimen dilakukan pada *dual DVA* untuk mereduksi getaran pada *slab breaker machine* dengan rasio massa 0,083. Penggunaan *dual DVA* ini dioptimalkan dengan melakukan variasi lokasi penempatan massa *absorber*. Hasil dari eksperimen tersebut diperoleh penempatan *dual DVA* berjarak 4 cm dari pusat gravitasi sistem menghasilkan penurunan amplitudo getaran maksimum sebesar 37%. Dari penelitian Sheth et. all [6], mengindikasikan bahwa perubahan posisi peletakan massa *absorber* mampu mereduksi getaran dari sistem utama. Oleh karena itu, posisi massa *absorber* merupakan faktor yang perlu dipertimbangkan dalam penerapan *dual DVA*.

Pengembangan model dasar dari *dynamic absorber* pada umumnya dilakukan dengan asumsi massa struktur terpusat. Namun, pada pengaplikasiannya digunakan sistem struktur *beam* yang fleksibel. Pada struktur *beam* fleksibel, *absorber* akan mengalami gerakan akibat mode resonansi dan gerakan yang berasal dari mode frekuensi yang lebih tinggi. Sistem tersebut akan mengalami perpindahan total sebesar u yang terdiri dari perpindahan pada struktur u_s dan perpindahan u_0 dari mode *non-resonant* (Gambar 2.13a). Dengan demikian perpindahan total yang dialami oleh *absorber* akan menjadi lebih besar. Permodelan dinamis dilakukan untuk mempermudah dalam penyelesaian matematis seperti pada Gambar 2.13b. Penambahan k_0 pada model dinamis ini mewakili fleksibilitas dari mode *non-resonant*.



(a) kondisi fisik



(b) free body diagram

Gambar 2.13 Penambahan DVA pada struktur fleksibel [7]

Berdasarkan model dinamis, persamaan matematis dapat dinyatakan sebagai berikut :

Untuk m_s

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s = f + k_0(x_0 - x_s)$$

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s + k_0(x_s - x_0) = f \quad (2.15)$$

Untuk m_0 (diasumsikan nilai $m_0=0$)

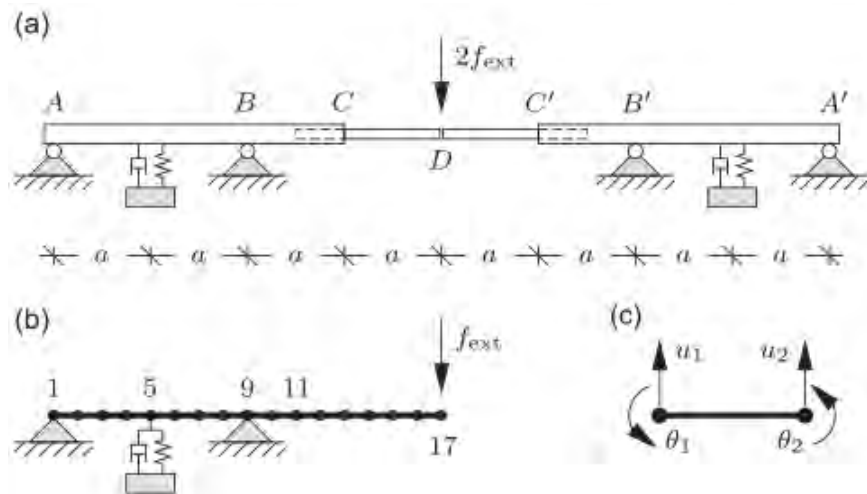
$$k_0(x_0 - x_s) = c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_0) + k_a(x_a - x_0)$$

$$c_a(\dot{x}_0 - \dot{x}_a) + k_a(x_0 - x_a) + k_0(x_0 - x_s) = 0 \quad (2.16)$$

Untuk m

$$m_a \ddot{x}_a + c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_0) + k_a(x_a - x_0) = 0 \quad (2.17)$$

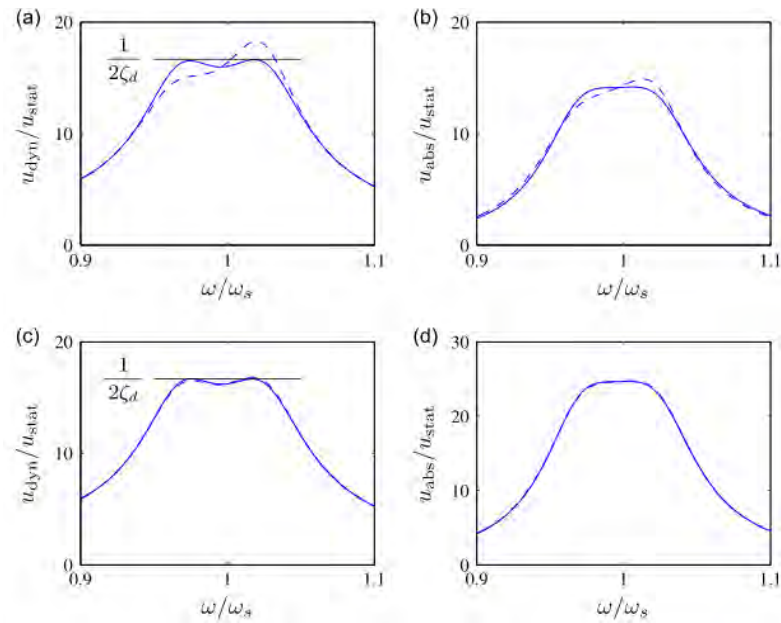
Krenk [7] juga menganalisa tentang efek dari penggunaan *dynamic absorber* pada sebuah struktur yang fleksibel. Dalam penelitian tersebut, pemodelan pada beberapa struktur fleksibel dilakukan, salah satunya adalah pemodelan jembatan penyebrangan dengan beberapa tumpuan seperti pada Gambar 2.14.



Gambar 2.14 Jembatan Penyebrangan Tiga Bentangan Simetris dengan Bagian Tengah CC'' yang dapat Bergerak [7]

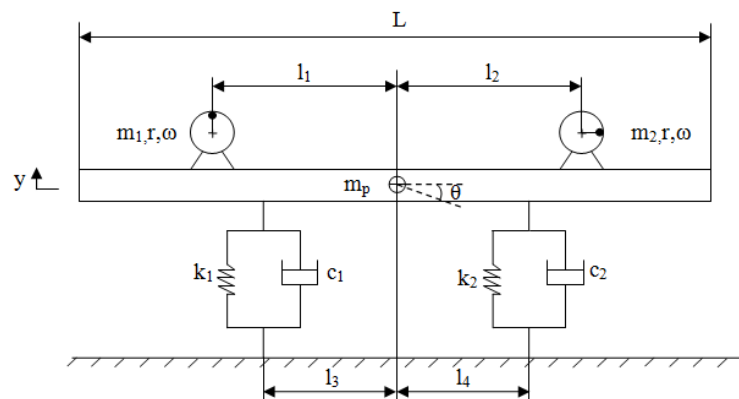
Pada Gambar 2.12, jembatan tiga bentangan terdiri dari 3 bagian, bagian sisi (*side-span*) dan bagian tengah (*center-span*), dimana bagian tengah ini memiliki panjang dua kali dibandingkan bagian sisi. Bagian tengah terdiri dari dua bagian yang dapat ditarik yang bertemu di tengah. Akibat mekanisme kerja dari jembatan dan ketersediaan ruangan pada bagian yang ditarik, posisi peletakan *absorber* yang memungkinkan adalah pada bagian sisi. Dalam hal ini, dua *absorber* secara simetris diletakkan pada bagian sisi kanan dan kiri sehingga analisa dapat diwakilkan dengan pemodelan pada sisi kiri dan menggunakan 16 elemen *beam* seperti pada Gambar 2.14 b,c.

Pada penelitian Krenk diperoleh grafik amplitudo pada ujung- ujung bagian dari *beam* (Gambar 2.a, c) dan gerakan relatif peredam (Gambar 2.b,d) untuk *damping ratio* = 0,03. Pada Gambar 2. a dan b *absorber* diletakkan pada node 5 (*side-span*), sedangkan pada Gambar 2. c dan d *absorber* diletakkan pada node 11 (*center-span*). Dari grafik tersebut, nilai amplitudo perpindahan *absorber* pada *side-span* lebih besar dibandingkan sistem saat resonansi (rasio frekuensi=1). Kondisi berbeda pada *center-span*, dimana nilai ampiltudo perpindahan *absorber* sama dengan perpindahan sistem saat resonansi. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan *absorber* pada *side-span* mampu meredam getaran sistem utama.

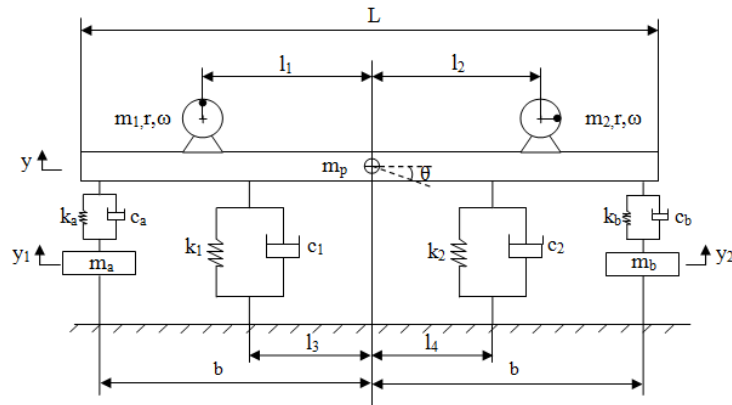


Gambar 2.15 Grafik Hasil Penelitian yang Diperoleh oleh Krenk [7]

Penggunaan dan pengembangan dual DVA juga diteliti lebih lanjut pada kasus peredaman getaran sistem utama arah translasi dan rotasi, seperti pada penelitian Kusumadewayanti [5]. Pada penelitian ini dipelajari pengaruh penambahan *dual DVA-independent* terhadap respon getaran translasi dan rotasi pada sistem utama 2-DOF. Dalam pemahaman mengenai fenomena tersebut dibuat model dinamis sistem tanpa penambahan *DVA* dan sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*. Model dinamis sistem tanpa penambahan *DVA* digunakan sebagai pembanding terhadap sistem dengan penambahan *DVA*, seperti tampak pada Gambar 2.16.



(a) tanpa penambahan *dual DVA-independent*

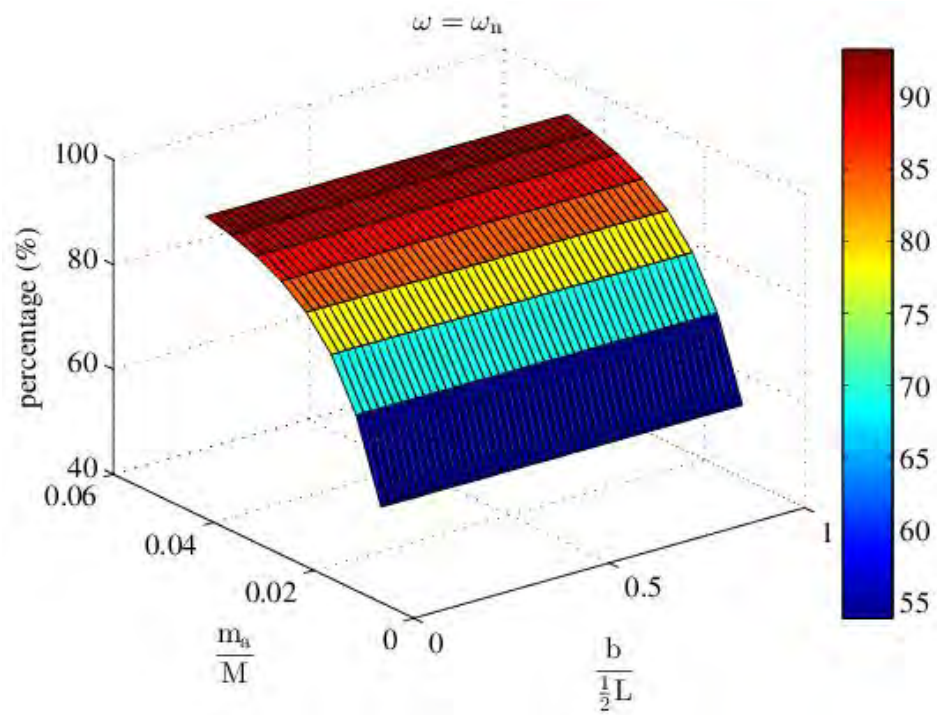


(b) dengan penambahan *dual DVA-independent*

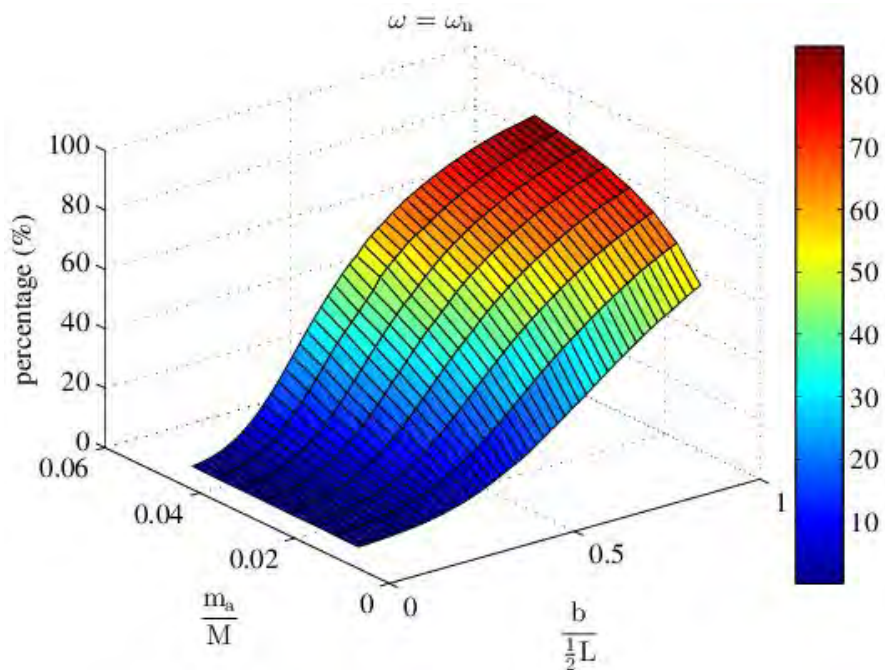
Gambar 2.16 Model Dinamis Sistem [5]

Pada penelitian ini, rasio konstanta kekakuan DVA terhadap sistem yang digunakan sebesar 1/20 dengan variasi rasio massa DVA terhadap sistem 1/80; 1/40; dan 1/20 dan variasi lengan momen 0,02 m; 0,13 m (1/4 dari panjang sistem utama); dan 0,26 m (1/2 dari panjang sistem utama). Jarak lengan momen DVA pertama dibuat simetri dengan jarak lengan momen DVA kedua. Dari variasi rasio massa dan lengan momen, simulasi dilakukan terhadap rasio massa 1/20 pada ujung sistem dengan variasi rasio konstanta kekakuan yaitu 1/80; 1/40; 1/20; 1/10; dan 1/5.

Pada Gambar 2.17(a), persentase penurunan percepatan semakin meningkat dengan semakin besar rasio massa dan cenderung konstan terhadap perubahan lengan momen. Pada arah rotasi (Gambar 2.17(b)), variasi massa tidak terlalu berpengaruh ketika jarak *dual DVA-independent*–pusat gravitasi kurang dari 1/4 panjang sistem, tetapi variasi perubahan lengan yang lebih berpengaruh. Semakin panjang jarak *dual DVA-independent*–pusat gravitasi maka penurunan percepatan sudut semakin meningkat.



(a) Arah tranlasi



(b) arah rotasi

Gambar 2.17 Grafik Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Massa dan Rasio Jarak *Dual DVA-Independent*-Pusat Gravitasi untuk Rasio Konstanta Kekakuan 1/20.

Hasil dari penelitian Kusumadewayanti [5] menunjukkan bahwa penempatan *dual DVA-independent* pada ujung sistem dengan rasio massa dan konstanta kekakuan 1/20 mampu mereduksi getaran sistem sebesar 86,84% untuk arah rotasi dan 93,78% untuk arah translasi. Namun perubahan lengan momen tidak berpengaruh pada getaran arah translasi.

Salah satu modifikasi dari *DVA* adalah *dual DVA*, dimana dua *single DVA* dengan jarak tertentu diletakkan pada sistem utama. Dari semua literature review yang telah dilakukan di atas, penelitian lebih banyak berfokus pada penggunaan single DVA dan dua DVA yang ditempatkan secara terpisah. Sehingga perubahan lengan momen tidak mempengaruhi perubahan getaran arah translasi. Sementara penggunaan dua DVA dependent pada satu massa absorber yang memiliki massa dan inersia belum pernah dilakukan.

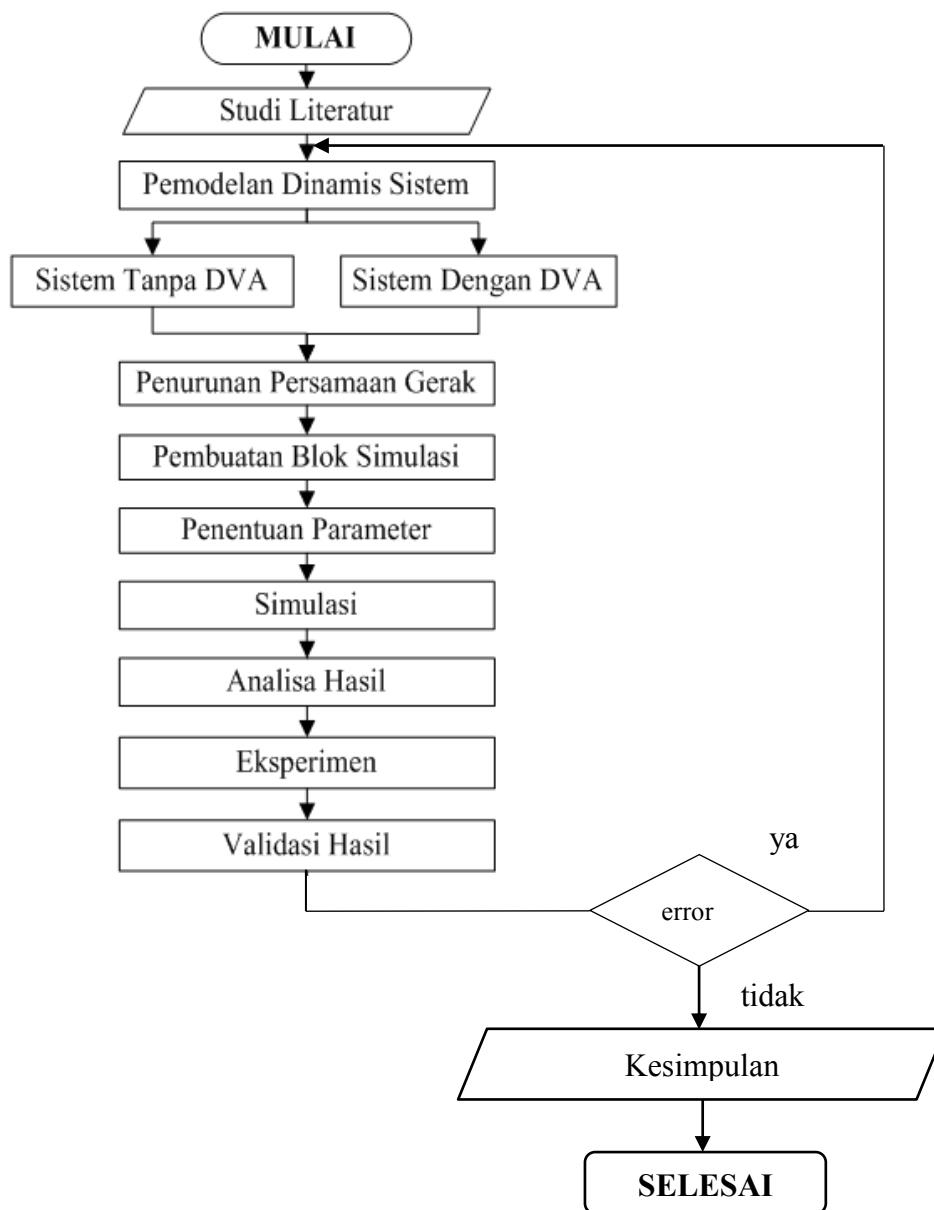
“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1. Diagram Alur Penelitian Secara Umum

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ditunjukkan melalui diagram alir pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram Alur Penelitian Secara Umum

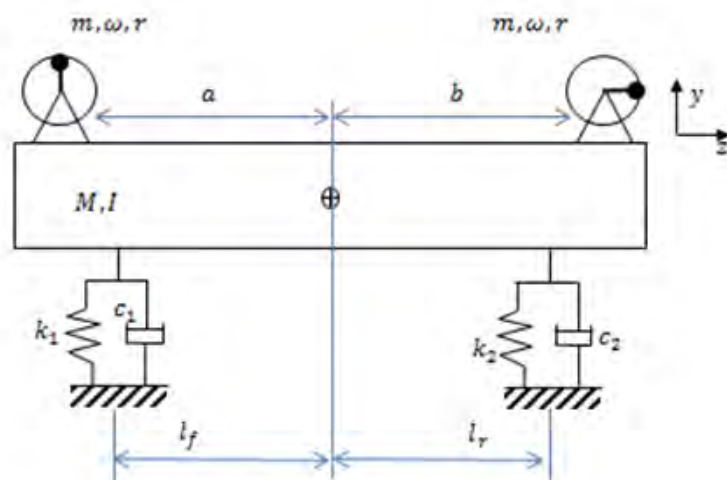
Berdasarkan Gambar 3.1, penjelasan dari diagram alur penelitian secara umum adalah sebagai berikut.

3.2. Studi Literatur

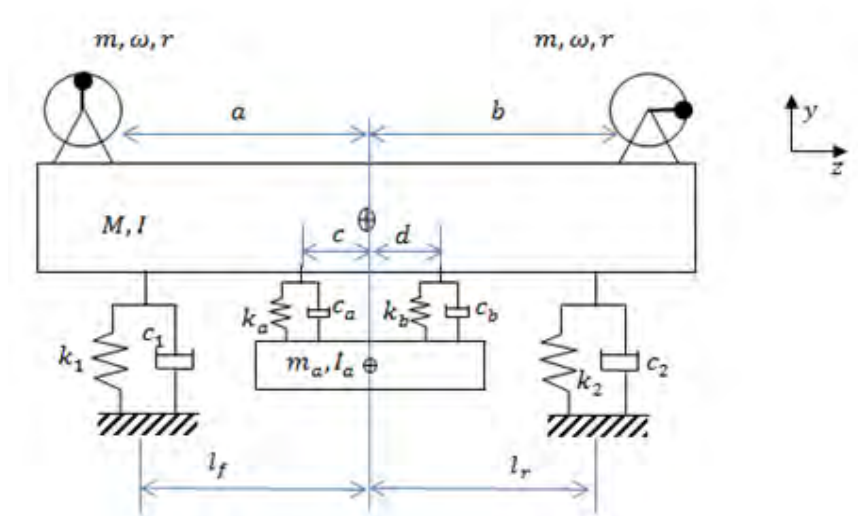
Dalam penelitian ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam analisa pemodelan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* yang dijadikan sebagai permasalahan. Studi literatur merupakan langkah awal untuk menambah wawasan pengetahuan, landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Materi dari studi literatur yang mendukung yaitu mekanika getaran dasar, *vibration absorber*, permodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi dan rotasi, serta blok simulasi pada program Simulink Matlab. Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan.

3.3. Pemodelan Dinamis Sistem

Pemodelan dinamis dari sistem dilakukan untuk mempermudah penurunan rumus persamaan gerak dari sistem. Hal ini meliputi permodelan dinamis sistem tanpa penambahan *DVA* dan dengan penambahan *DVA* seperti pada gambar 3.2. Getaran translasi dan rotasi dihasilkan dari gaya eksitasi dengan beda fase 90° sehingga sistem utama mengalami gerakan *pitching* dan *bouncing*.



(a) tanpa penambahan *dual DVA-dependent*



(b) dengan penambahan *dual DVA-dependent*

Gambar 3.2 Model Dinamis Sistem dengan dan tanpa penambahan *dual DVA-dependent*

Keterangan:

M : Total masa pada sistem (kg)

I : Inersia balok *beam*

I_a : Inersia *absorber*

m : masa *unbalance* (kg)

m_a : masa *absorber* (kg)

m_m : masa motor (kg)

m_p : masa piringan disc (kg)

m_{kp} : masa kotak pemberat (kg)

m_b : masa balok *beam* (kg)

r : jari-jari rotasi dari masa *unbalance* pada piringan *disc* (m)

k_1 : konstanta kekakuan cantilever 1 (N/m)

k_2 : konstanta kekakuan cantilever 2 (N/m)

k_a : konstanta kekakuan cantilever *absorber* 1 (N/m)

k_b : konstanta kekakuan cantilever *absorber* 2 (N/m)

c_1 : konstanta redaman cantilever 1 (N/m)

c_2 : konstanta redaman cantilever 2 (N/m)

c_a : konstanta redaman cantilever *absorber* 1 (N/m)

c_b : konstanta redaman cantilever *absorber* 2 (N/m)

- l_f : jarak cantilever 1 terhadap pusat masa balok *beam* (m)
- l_r : jarak cantilever 2 terhadap pusat masa balok *beam* (m)
- a : jarak CG balok *beam* ke motor listrik (m)
- b : jarak CG balok *beam* ke kotak pemberat (m)
- c,d : jarak CG balok *beam* ke cantilever *absorber* (m)
- ω : kecepatan putaran motor (rad/s)

Masa dari sistem utama (M) merupakan gabungan dari beberapa komponen, seperti masa motor (m_m), masa *beam* (m_b), masa kotak pemberat (m_{kp}), dan juga masa piringan disk (m_p).

Gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik merupakan gaya dengan fungsi sinus dan cosinus. Adapun gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik dan unbalance mass 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.1 berikut:

$$\begin{aligned} F_1 &= m\omega^2 r \sin(\omega t + 90) \\ F_2 &= m\omega^2 r \cos(\omega t + 90) \end{aligned} \quad (3.1)$$

Sementara untuk kotak pemberat dan unbalance mass 2 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.2 berikut:

$$\begin{aligned} F_3 &= m\omega^2 r \sin \omega t \\ F_4 &= m\omega^2 r \cos \omega t \end{aligned} \quad (3.2)$$

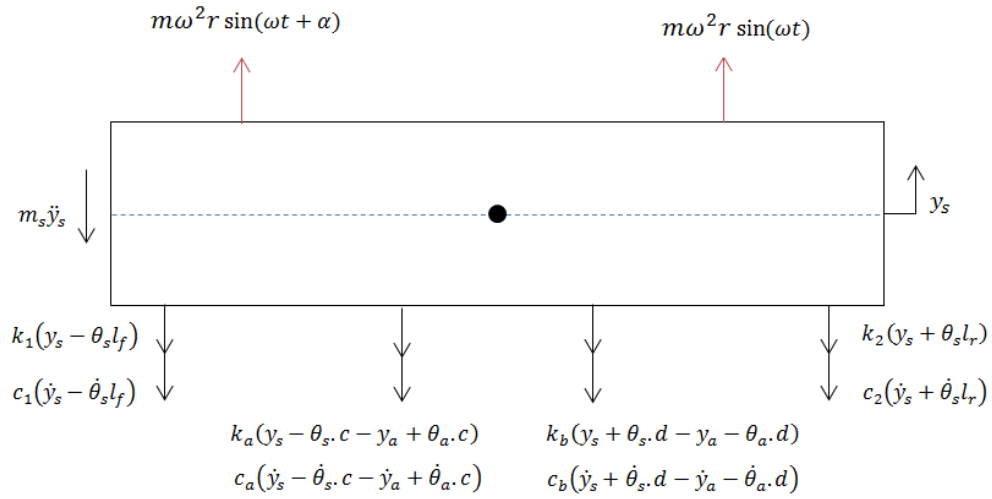
3.4. Penurunan Persamaan Gerak

Dari model fisik sistem yang telah disederhanakan, persamaan gerak dari sistem kemudian diturunkan dengan terlebih dahulu membangun free body diagram. Berdasarkan free body diagram yang telah dibentuk setiap komponen gaya dijumlahkan dengan menggunakan hukum newton baik untuk gerak translasi dan rotasi.

3.4.1. Tinjauan untuk masa utama

A. Tinjauan getaran arah sumbu Y pada sistem utama

Berikut ini merupakan *free body diagram* yang terjadi untuk masa sistem utama,



Gambar 3.3 *Free body diagram* untuk gerak translasi sistem utama

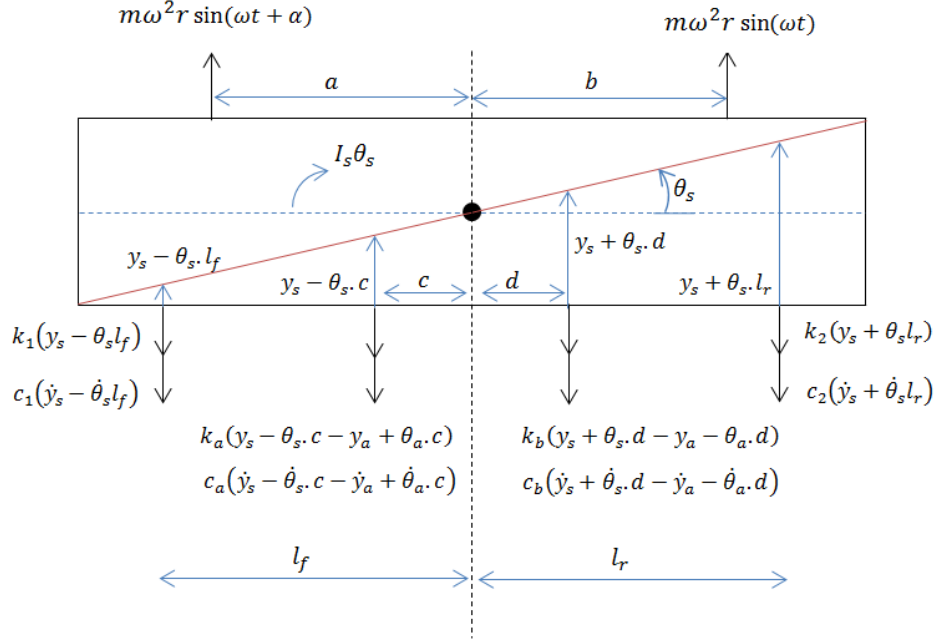
$$\sum F = M_s \cdot \ddot{y}_s$$

$$\begin{aligned} M_s \cdot \ddot{y}_s = & m\omega^2 r \sin(\omega t + \alpha) + m\omega^2 r \sin(\omega t) - c_1(\dot{y}_s - \dot{\theta}_s l_f) - c_2(\dot{y}_s + \dot{\theta}_s l_r) \\ & - k_1(y_s - \theta_s l_f) - k_2(y_s + \theta_s l_r) - c_a(\dot{y}_s - \dot{\theta}_s c - \dot{y}_a + \dot{\theta}_a c) \\ & - c_b(\dot{y}_s + \dot{\theta}_s d - \dot{y}_a - \dot{\theta}_a d) - k_a(y_s - \theta_s c - y_a + \theta_a c) \\ & - k_b(y_s + \theta_s d - y_a - \theta_a d) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}_s = \frac{1}{M_s} [& m\omega^2 r \sin(\omega t + \alpha) + m\omega^2 r \sin(\omega t) - (c_1 + c_2 + c_a + c_b) \cdot \dot{y}_s \\ & + (c_1 l_f - c_2 l_r + c_a c - c_b d) \cdot \dot{\theta}_s + (c_a + c_b) \cdot \dot{y}_a \\ & - (c_a c - c_b d) \cdot \dot{\theta}_a - (k_1 + k_2 + k_a + k_b) \cdot y_s \\ & + (k_1 l_f - k_2 l_r + k_a c - k_b d) \cdot \theta_s + (k_a + k_b) \cdot y_a \\ & - (k_a c - k_b d) \cdot \theta_a] \end{aligned}$$

(3.3)

B. Tinjauan getaran arah sumbu θ pada sistem utama



Gambar 3.4 *Free body diagram* untuk gerak rotasi sistem utama

$$\Sigma M = I_s \cdot \ddot{\theta}_s$$

$$\begin{aligned} I_s \cdot \ddot{\theta}_s = & -m\omega^2 r a \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r b \sin \omega t + c_1(\dot{y}_s - \dot{\theta}_s \cdot l_f) \cdot l_f \\ & + k_1(y_s - \theta_s l_f) \cdot l_f + c_a(\dot{y}_s - \dot{\theta}_s \cdot c - \dot{y}_a + \dot{\theta}_a \cdot c) \cdot c \\ & + k_a(y_s - \theta_s \cdot c - y_a + \theta_a \cdot c) \cdot c - c_2(\dot{y}_s + \dot{\theta}_s \cdot l_r) \cdot l_r \\ & - k_2(y_s + \theta_s l_r) \cdot l_r - c_b(\dot{y}_s + \dot{\theta}_s \cdot d - \dot{y}_a - \dot{\theta}_a \cdot d) \cdot d \\ & - k_b(y_s + \theta_s \cdot d - y_a - \theta_a \cdot d) \cdot d \end{aligned}$$

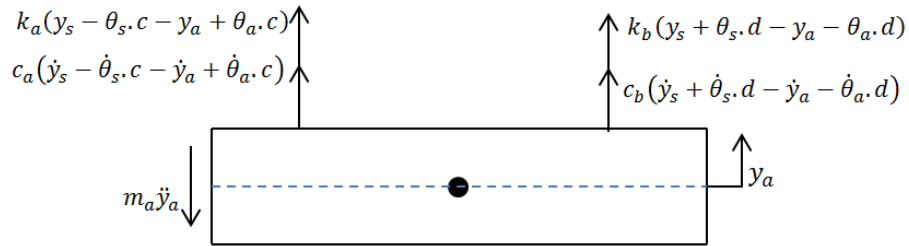
$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_s = & \frac{1}{I_s} [-m\omega^2 r a \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r b \sin \omega t \\ & + (c_1 \cdot l_f - c_2 \cdot l_r + c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_s \\ & - (c_1 \cdot l_f^2 + c_2 \cdot l_r^2 + c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_s - (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_a \\ & + (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_a + (k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_s \\ & - (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2 + k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_s - (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_a \\ & + (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_a] \end{aligned}$$

(3.4)

3.4.2. Tinjauan untuk masa peredam

A. Tinjauan getaran arah sumbu Y pada absorber

Berikut ini merupakan *free body diagram* yang terjadi untuk masa absorber.

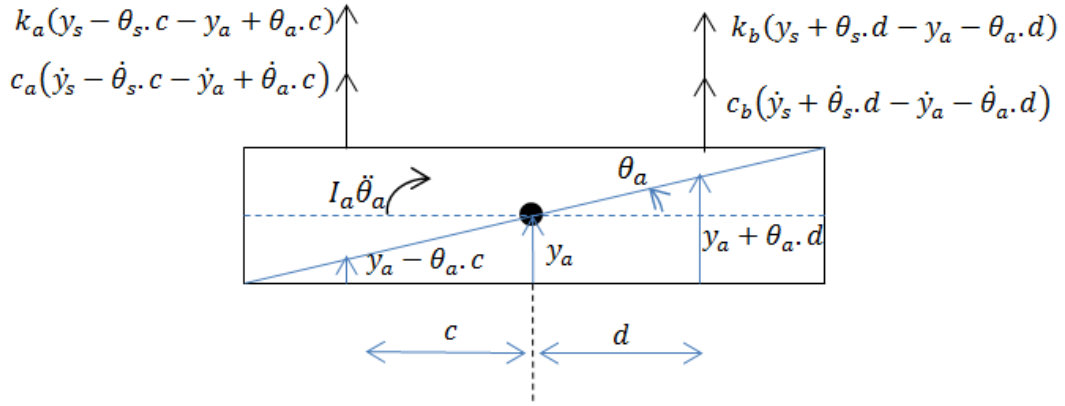


Gambar 3.5 *Free body diagram* untuk gerak translasi absorber

$$\begin{aligned}
 \sum F &= M_a \cdot \ddot{y}_a \\
 M_a \cdot \ddot{y}_a &= c_a(\dot{y}_s - \dot{\theta}_s \cdot c - \dot{y}_a + \dot{\theta}_a \cdot c) + c_b(\dot{y}_s + \dot{\theta}_s \cdot d - \dot{y}_a - \dot{\theta}_a \cdot d) \\
 &\quad + k_a(y_s - \theta_s \cdot c - y_a + \theta_a \cdot c) + k_b(y_s + \theta_s \cdot d - y_a - \theta_a \cdot d) \\
 \ddot{y}_a &= \frac{1}{M_a} [(c_a + c_b)\dot{y}_s - (c_a \cdot c - c_b \cdot d)\dot{\theta}_s - (c_a + c_b)\dot{y}_a + (c_a \cdot c - c_b \cdot d)\dot{\theta}_a \\
 &\quad + (k_a + k_b)y_s - (k_a \cdot c - k_b \cdot d)\theta_s - (k_a + k_b)y_a \\
 &\quad + (k_a \cdot c - k_b \cdot d)\theta_a]
 \end{aligned}
 \tag{3.5}$$

B. Tinjauan getaran arah sumbu θ pada absorber

Berikut ini merupakan *free body diagram* yang terjadi untuk masa absorber



Gambar 3.6 *Free body diagram* untuk gerak rotasi absorber

$$\sum M = I_a \cdot \ddot{\theta}_a$$

$$I_a \cdot \ddot{\theta}_a = -c_a(\dot{y}_s - \dot{\theta}_s \cdot c - \dot{y}_a + \dot{\theta}_a \cdot c) \cdot c + c_b(\dot{y}_s + \dot{\theta}_s \cdot d - \dot{y}_a - \dot{\theta}_a \cdot d) \cdot d$$

$$- k_a(y_s - \theta_s \cdot c - y_a + \theta_a \cdot c) \cdot c + k_b(y_s + \theta_s \cdot d - y_a - \theta_a \cdot d) \cdot d$$

$$\ddot{\theta}_a = \frac{1}{I_a} [-(c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_s + (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_s + (c_a \cdot c - c_b \cdot d) \cdot \dot{y}_a$$

$$- (c_a \cdot c^2 + c_b \cdot d^2) \cdot \dot{\theta}_a - (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_s + (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_s$$

$$+ (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \cdot y_a - (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \cdot \theta_a]$$

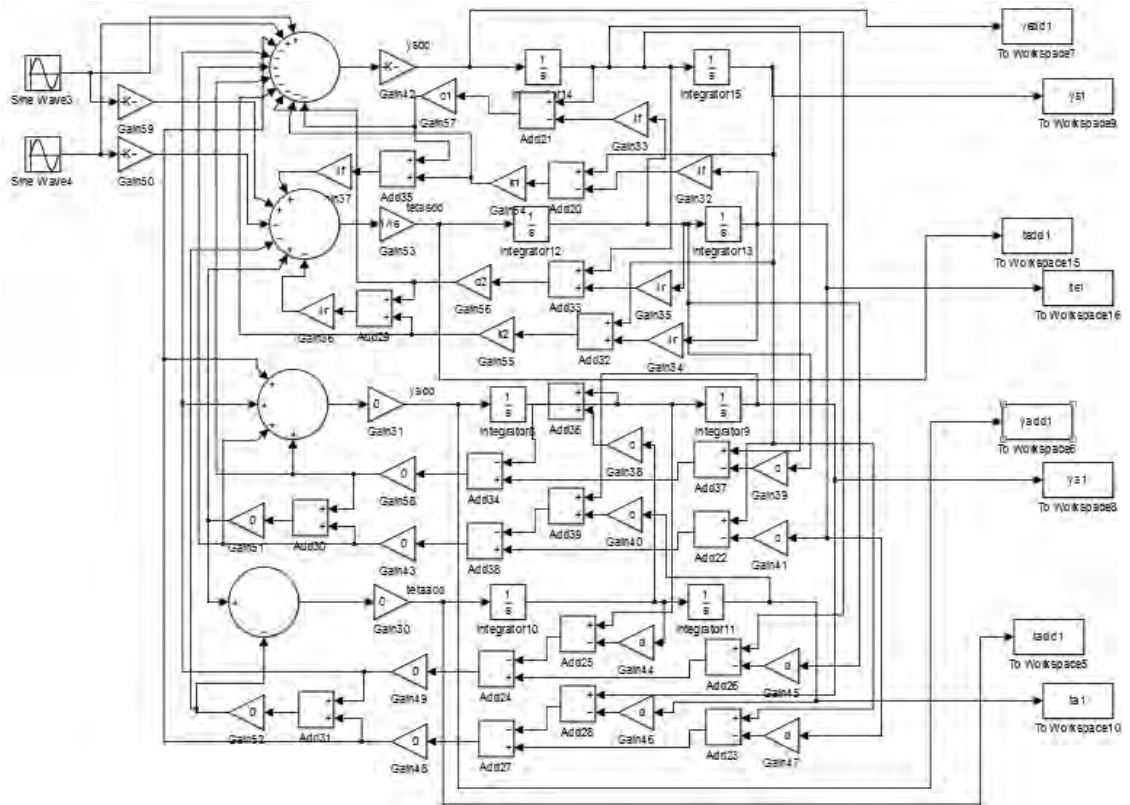
(3.6)

3.5. Pembuatan Blok Diagram Simulasi

Hasil *state variable* dari pemodelan dinamis ini akan diubah dalam bentuk blok simulasi dengan bantuan *software* Simulink Matlab. Simulasi ini dilakukan untuk mendapatkan penyelesaian persamaan matematis dari pemodelan sistem tanpa penambahan *dual DVA-dependent* dan dengan penambahan *dual DVA-dependent* pada sistem melalui metode *state space*. Saat proses eksekusi simulasi, *input* yang digunakan berupa input sinusoidal (harmonik) dengan beda fase 90° yang merepresentasikan getaran ke arah translasi dan rotasi dari sistem.

3.5.1. Blok Simulasi Sistem tanpa Penambahan *Dual DVA-dependent*

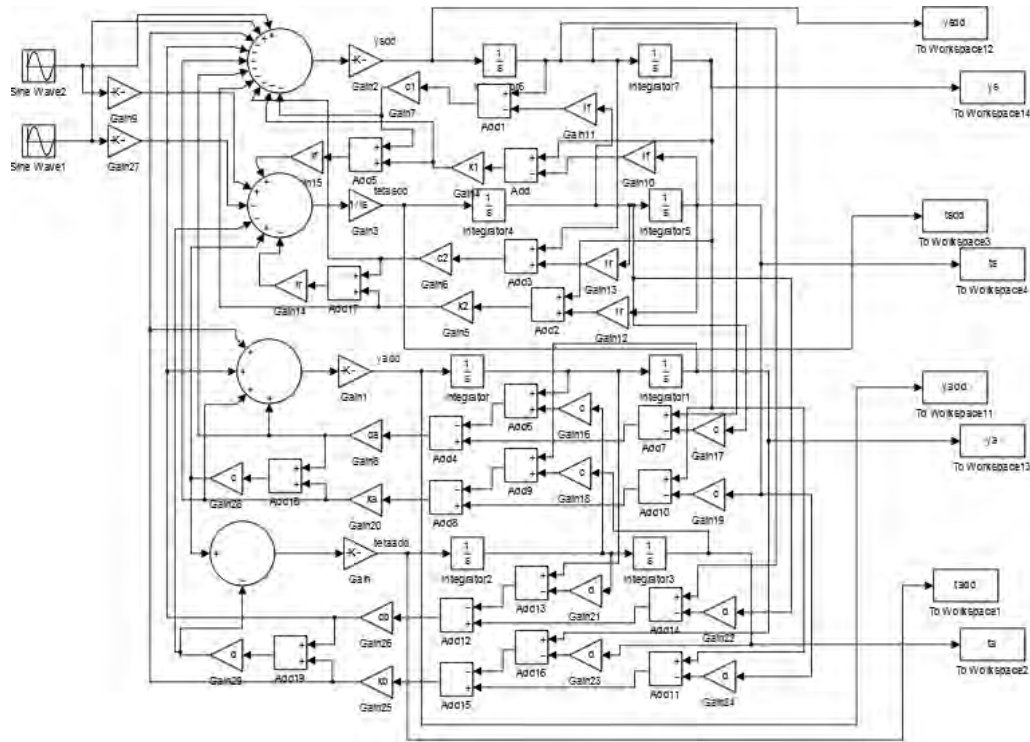
Blok simulasi sistem tanpa penambahan *dual DVA-dependent* ditunjukkan pada Gambar 3.8.



Gambar 3.7 Blok Simulink Sistem tanpa Penambahan *Dual DVA-dependent*

3.5.2. Blok Simulasi Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-dependent*

Blok simulasi sistem tanpa penambahan *dual DVA-dependent* ditunjukkan pada Gambar 3..



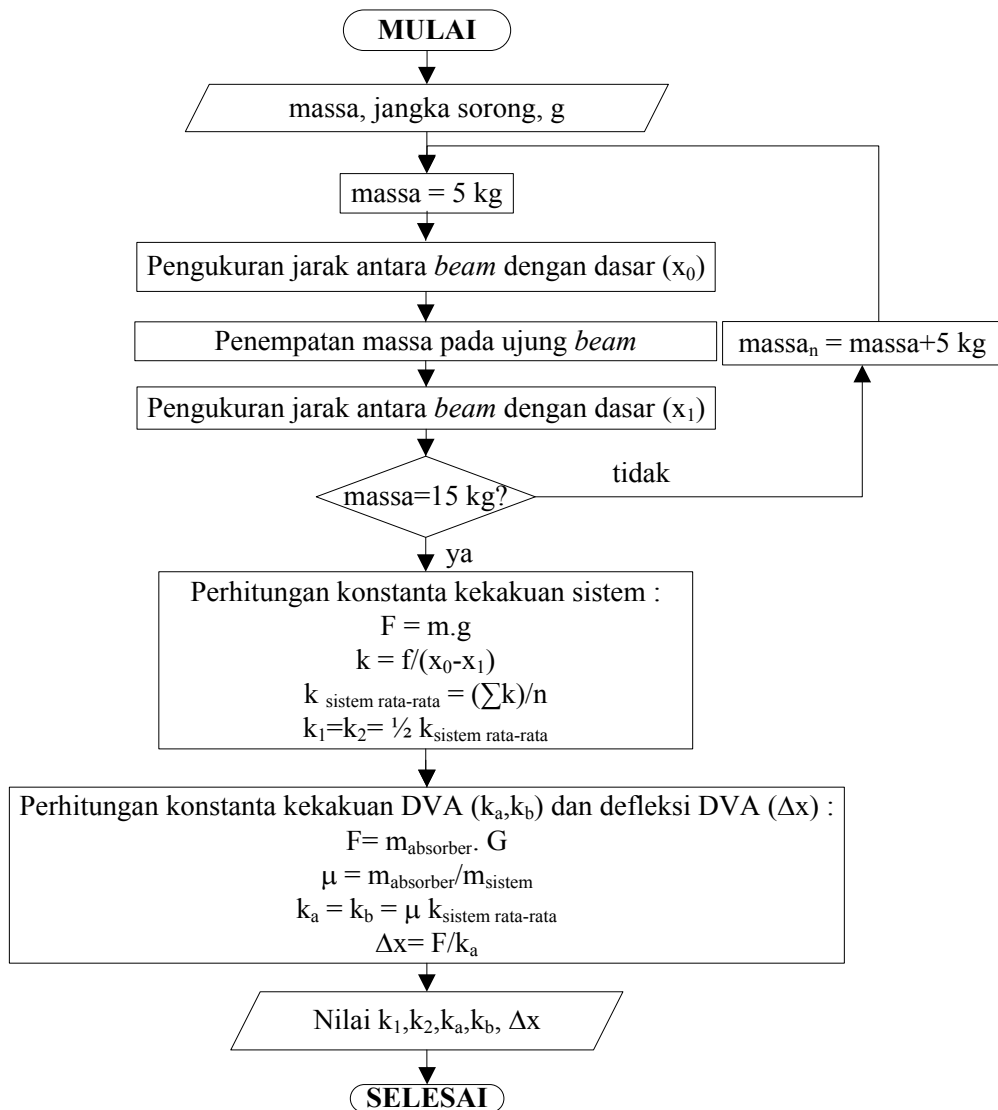
Gambar 3.8 Blok Simulink Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-dependent*

3.6. Penentuan Parameter

Sebelum simulasi dilakukan, parameter dari simulasi perlu diukur. Parameter ini meliputi massa, panjang, momen inersia, konstanta kekakuan, dan koefisien redaman. Nilai massa dapat diperoleh dengan penimbangan benda pada timbangan digital, sedangkan nilai panjang dapat diperoleh dengan pengukuran langsung dengan mistar dan jangka sorong. Nilai momen inersia sistem diperoleh dari *mass properties* dari Solidwork. Nilai konstanta kekakuan dan koefisien redaman diperoleh melalui eksperimen.

3.6.1 Pengukuran Konstanta Kekakuan

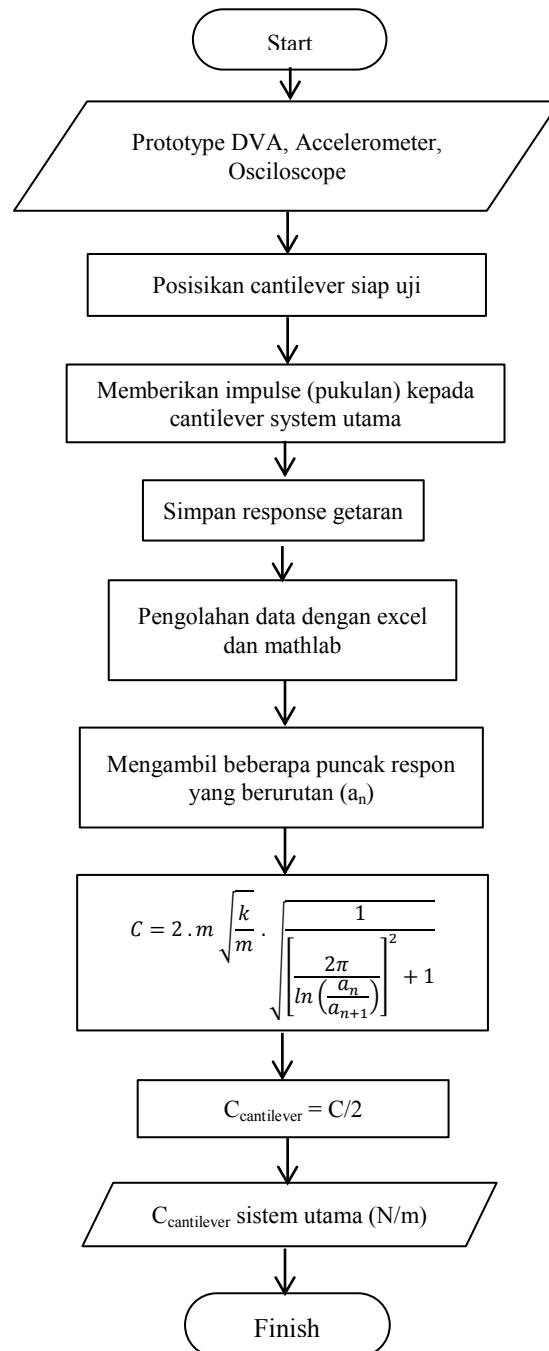
Konstanta kekakuan yang diukur adalah konstanta kekakuan dari sistem. Nilai ini digunakan dalam menentukan nilai konstanta kekakuan *DVA*. Dalam hal ini akan diperoleh nilai defleksi pada penambahan massa *DVA* tertentu untuk mendapatkan nilai konstanta kekakuan *DVA* yang diharapkan. Tahap pengukuran konstanta kekakuan sistem ditunjukkan pada Gambar 3..



Gambar 3.9 Diagram Alur Pengukuran Konstanta Kekakuan

3.6.2 Pengukuran Koefisien Redaman

Koefisien redaman dapat diukur dengan menggunakan metode *logaritmik decrement*. Tahap pengukuran koefisien redaman secara eksperimen dapat ditunjukkan pada Gambar 3.10.



Gambar 3.10 Diagram Alur Pengukuran Koefisien Redaman

3.7. Simulasi

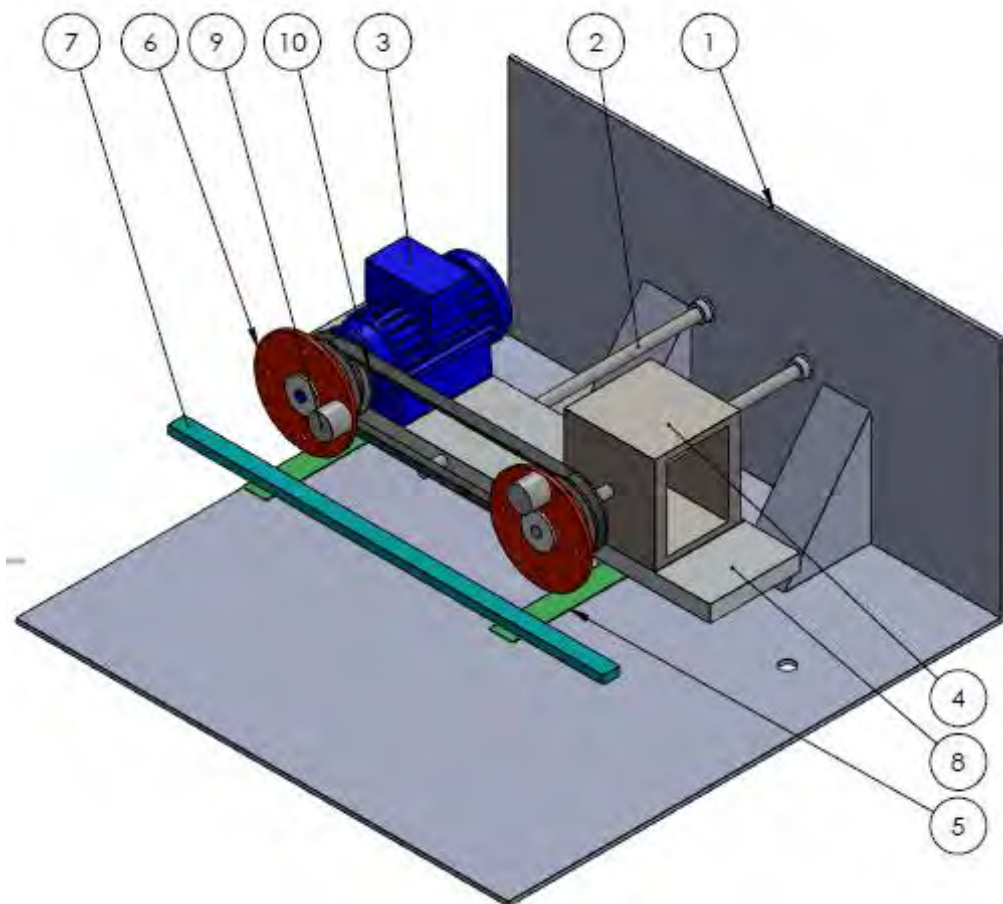
Dalam penelitian ini simulasi dilakukan dengan menggunakan Simulink Matlab untuk mengetahui respon dari sistem *dual DVA dependent*. Pada tahap ini semua parameter dari model sistem dan gaya input yang bekerja pada sistem dimasukan sebagai data untuk melakukan simulasi simulink. Simulasi dengan simulink ini dilakukan untuk mengetahui respon getaran yang terjadi pada balok beam dan massa absorber. Proses yang dilakukan dengan memvariasikan frekuensi dari gaya eksitasi dan lengan momen c dan d . Adapun variasi yang dilakukan dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 3.1 Rancangan percobaan

Frekuensi	Lengan momen	Inersia DVA
0 Hz – 35 Hz	$d = 0,02 \text{ m}$ $c = d$	Is/40
		Is/20
		Is/10
	$d = 0,13 \text{ m}$ $c = d$	Is/40
		Is/20
		Is/10
	$d = 0,26 \text{ m}$ $c = d$	Is/40
		Is/20
		Is/10

3.8. Eksperimen

Tahap eksperimen ini dilakukan untuk membuktikan hasil simulasi dengan kondisi sebenarnya yang diwakilkan dengan alat uji. Alat uji yang digunakan dalam penelitian ini berdasarkan pada penelitian Kusumadewayanti (2015) dengan sedikit perubahan pada penambahan *dual DVA dependent* pada sistem utama seperti pada gambar 3.11



Gambar 3.11 Skema Permodelan Alat Pengujian

Keterangan gambar:

1. *Base*
2. Kantilever sistem utama
3. Motor
4. Kotak pemberat
5. Kantilever *absorber*
6. Plat disk
7. Massa absorber
8. Sistem utama
9. Massa unbalance
10. Belt

Prinsip kerja dari alat ini adalah dengan memanfaatkan putaran motor yang menggerakkan *disk* yang sudah dipasang massa *unbalance* dengan beda fase 90^0 sebagai sumber gaya eksitasi, sehingga menyebabkan terjadi getaran pada *beam* yang arahnya translasi dan rotasi. Pada saat *beam* bergetar, DVA yang dipasang pada titik berat sistem utama secara otomatis akan mereduksi getaran yang terjadi pada beam tersebut.

3.9. Analisa Hasil

Pada tahap ini grafik yang diperoleh pada simulasi sebelumnya dianalisa lebih mendalam.

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Penentuan Parameter Simulasi

4.1.1 Nilai konstanta kekakuan sistem utama

Nilai konstanta kekakuan sistem utama dapat diketahui dengan cara melakukan pengujian dan pengukuran secara langsung pada prototype uji. Untuk melakukan pengujian ini diperlukan beberapa variasi beban dan jangka sorong untuk mengukur defleksi pada kantilever akibat pemberian beban. Dari hasil pengujian ini kemudian dicari nilai rata-rata defleksi (Δx) yang telah diukur dari kedua sisi kantilever.

Dalam pengambilan data pengujian dilakukan dengan memberikan enam variasi beban. Beban yang digunakan adalah sebesar 13,88 kg (berat massa utama dan digunakan sebagai titik acuan defleksi), 18,88 kg, 23,88 kg, 28,88 kg, 33,88 kg, 38,88 kg, dan 43,88 kg. setiap variasi massa dilakukan pengambilan data sebanyak 2 kali, yaitu pada sisi kiri 1 kali dan sisi kanan 1 kali.



Gambar 4.1 Pengukuran Ketinggian *Cantilever Beam*

Dari hasil pengukuran pada masing-masing sisi, data perubahan tersebut kemudian dirata-rata, sehingga didapatkan jarak defleksi rata-rata cantilever. Data

perubahan defleksi ini digunakan untuk menentukan nilai konstanta kekakuan sistem pada masing-masing pembebanan, dimana massa adalah sebagai gaya berat $W=F$. Konstanta kekakuan didapatkan melalui persamaan sebagai berikut:

$$F = k.\Delta x \quad (4.1)$$

dimana:

F : Gaya (N)

k : konstanta kekakuan (N.m)

Δx : selisih ketinggian akhir terhadap ketinggian awal (m)

Tabel 4.1 berikut merupakan tabel hasil pengujian nilai kekakuan cantilever beam.

Tabel 4.1 Pengujian kekakuan cantilever

Massa (kg)	Gaya Berat (N)	X_{k1} (mm)	x_{k2} (mm)	Δx_{k11} (mm)	Δx_{k22} (mm)	Δx_{rata2} ($\times 10^{-3}$ m)	K_{sistem} (N/m)
13,884	138,84	133,50	131,15	0	0	0	0
18,884	188,84	132,90	130,80	0,60	0,35	0,475	105263,2
23,884	238,84	132,00	130,20	1,50	0,95	1,225	81632,65
28,884	288,84	131,50	129,55	2,00	1,60	1,8	83333,33
33,884	338,84	131,15	129,00	2,32	2,15	0,225	88888,89
38,884	388,84	130,55	128,30	2,95	2,85	0,29	86206,90
43,884	438,84	130,00	128,15	3,50	3,00	0,325	92307,69
Kekakuan _{sistem rata2} (N.m)							89605,44
k_1 dan k_2 (N.m)							44802,72

Keterangan :

x_{k1} : Defleksi awal kantilever 1

x_{k2} : Defleksi awal kantilever 2

Δx_{k11} : Defleksi awal kantilever 1 setelah pemberian beban

Δx_{k22} : Defleksi awal kantilever 2 setelah pemberian beban

Δx_{rata2} : selisih defleksi kantilever 1 dan 2 ketika pemberian beban

K_{sistem} : konstanta kekakuan sistem utama

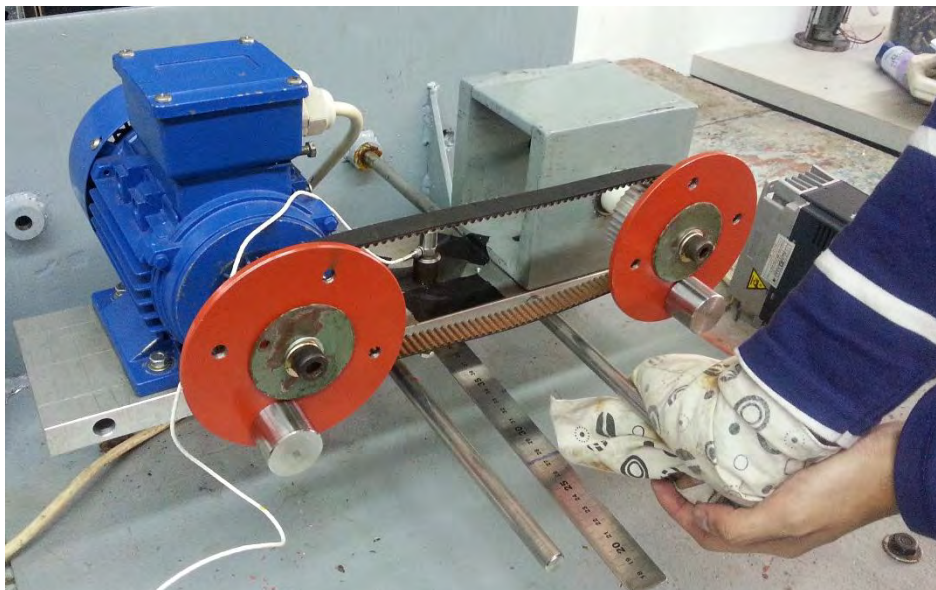
k_1 : konstanta kekakuan sistem kantilever 1

k_2 : konstanta kekakuan sistem kantilever 2

Dari hasil pengujian dan pengukuran didapatkan nilai konstanta kekakuan untuk sistem utama sebesar 89605,44 N/m. Dalam kondisi fisik, sistem menggunakan dua *cantilever beam* sehingga nilai konstanta kekakuan *cantilever beam* merupakan setengah dari nilai konstanta kekakuan sistem. Nilai konstanta kekakuan *cantilever beam* 1 sebesar 44802,72 N/m dan nilai konstanta kekakuan *cantilever beam* 2 sebesar 44802,72 N/m dengan asumsi bahwa pusat berat dari masa yang diberikan pada pengujian benar-benar terletak diantara kedua cantilever, sehingga nilai kekakuan k_1 akan sama dengan k_2 .

4.1.2 Nilai konstanta redaman sistem utama

Konstanta redaman dari masing-masing *cantilever beam* diperoleh dengan melakukan pengujian. Pengujian dilakukan dengan memberikan simpangan awal kepada sistem utama seperti tampak pada gambar 4.2 dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas. Respon getaran yang terjadi dari masa sistem utama kemudian ditampilkan dan diambil dengan menggunakan accelerometer dan oscilloscope untuk diolah dengan menggunakan logaritmik decreement.



Gambar 4.2 Pengambilan Data Redaman Sistem

Pengolahan data dilakukan dengan mencari amplitude rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berdekatan (a_n) dan kemudian mencari rata-rata

dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berurutan berikutnya (a_{n+1}). Dari rata-rata amplitude pertama dan rata-rata amplitude kedua tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan logaritmic decreement (δ). Nilai *logaritmic decreement* diperoleh melalui persamaan sebagai berikut:

$$\delta = \ln \frac{a_n}{a_{n+1}} \quad (4.2)$$

Nilai logarithmic decreement tersebut kemudian digunakan untuk mencari besar damping ratio yang kemudian digunakan untuk mencari nilai konstanta redaman. Nilai damping ratio dari sistem dapat dicari melalui persamaan sebagai berikut:

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\delta}\right)^2}} \quad (4.3)$$

Dengan mensubstitusi persamaan 4.2 ke persamaan 4.3, maka diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right)^2}} \quad (4.4)$$

Dari persamaan diatas, nilai redaman dapat diperoleh dengan mensubstitusikan damping ratio, $\xi = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$, ke persamaan 4.4 sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$C = 2\sqrt{mk} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}}$$

Dengan m merupakan masa dari sistem utama (m_s) dan k merupakan kekakuan total dari cantilever (k_1+k_2), maka persamaan di atas dapat ditulis sebagai berikut:

$$C = 2\sqrt{m_s(k_1 + k_2)} \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}} \quad (4.5)$$

Dengan memasukkan semua nilai parameter pada persamaan 4.5, didapatkan data koefisien redaman seperti pada tabel 4.2 berikut:

Tabel 4.2 Koefisien redaman sistem utama

puncak	lembah	ketinggian rata-rata	<i>logaritmik decrement</i> (δ)	nilai koefisien redaman (N.s/m)
0,08375	-0,08261	0,08318	0,1363864	48,43547
0,07235	-0,0728	0,072575	0,1625797	57,73187
0,06352	-0,05985	0,061685	0,2142266	76,05288
0,04961	-0,04997	0,04979	0,1431317	50,82975
0,04511	-0,04119	0,04315	Nilai redaman rata-rata	58,26249
c_1, c_2				29,13125

Nilai koefisien redaman sistem rata-rata yang didapat dari hasil pengukuran 58,26249 N.s/m. Dalam kondisi fisik, sistem menggunakan dua *cantilever beam* sehingga nilai koefisien redaman *cantilever beam* merupakan setengah dari nilai koefisien redaman sistem dengan asumsi nilai koefisien redaman 1 dan 2 sama. Nilai konstanta redaman *cantilever beam* 1 sebesar 29,13125 N.s/m dan nilai konstanta redaman *cantilever beam* 2 sebesar 29,13125 N.s/m.

Berdasarkan hasil pengukuran, nilai parameter pada sistem tanpa penambahan *DVA* dapat dirangkum pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Parameter Sistem Utama

Model Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
massa pemberat	m_k	4,5	kg
massa motor	m_m	4,5	kg
massa <i>unbalance</i>	m_u	0,14	kg
massa plat penyangga motor dan pemberat	m_p	3,096	kg
massa piringan dan tempat <i>belt</i> 1 pada motor	m_{d1}	0,752	kg

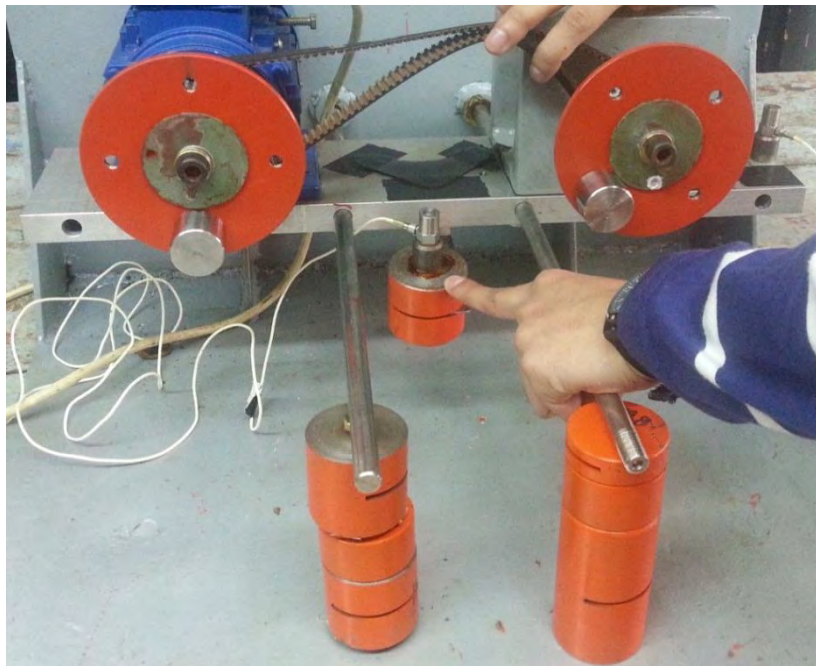
massa piringan dan tempat <i>belt</i> 2 pada pemberat	m_{d2}	0,756	kg
massa total sistem (lihat persamaan 3.1)	M	13,884	kg
jarak antara pemberat dengan pusat gravitasi sistem	a	0,145	m
jarak antara motor dengan pusat gravitasi sistem	b	0,145	m
jarak antara <i>beam</i> 1 dengan pusat gravitasi sistem	l_f	0,06	m
jarak antara <i>beam</i> 2 dengan pusat gravitasi sistem	l_r	0,06	m
jarak antara cantilever <i>absorber</i> dengan pusat gravitasi sistem	c,d	0,02-0,26	m
diameter piringan	r	0,06	m
Frekuensi	f	0-35	Hz
konstanta kekakuan 1 sistem	k_1	44802,72	N/m
konstanta kekakuan 2 sistem	k_2	44802,72	N/m
koefisien redaman 1 sistem	c_1	60,199	N.s/m
koefisien redaman 2 sistem	c_2	60,199	N.s/m
momen inersia sistem	I	0,323	kg.m ²

4.1.3 Nilai konstanta kekakuan *absorber*

Dalam menentukan konstanta kekakuan kantilever *absorber* dilakukan perbandingan dari kekakuan sistem utama. Dimana masing-masing kekakuan kantilever *absorber* bergantung pada besar dari kekakuan total sistem utama dan juga rasio parameter yang digunakan. Adapun rasio parameter yang digunakan adalah 1/20, dimana rasio ini mengacu pada penelitian sebelumnya. Sehingga kekakuan *absorber* yang digunakan adalah $(k_1 + k_2)/20$. Dengan nilai konstanta kekakuan *absorber* k_a dan k_b masing-masing adalah 4480,272 N/m.

4.1.4 Nilai konstanta redaman *absorber*

Seperti halnya pada konstanta redaman sistem utama, konstanta redaman dari masing-masing *absorber* juga diperoleh dengan melakukan pengujian. Pengujian dilakukan dengan memberikan simpangan awal kepada massa *absorber*, seperti tampak pada gambar 4.3 dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas. Respon getaran yang terjadi dari massa *absorber* kemudian ditampilkan dan diambil dengan menggunakan accelerometer dan oscilloscope untuk diolah dengan menggunakan logaritmik decreement.



Gambar 4.3 Pengambilan Data Koefisien Redaman *DVA*

Pengolahan data dilakukan dengan mencari amplitude rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berdekatan (a_n) dan kemudian mencari rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berurutan berikutnya (a_{n+1}). Dari rata-rata amplitude pertama dan rata-rata amplitude kedua tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan logaritmik decreement (δ).

Dengan m merupakan masa dari *absorber* (m_a) dan k merupakan kekakuan total dari *absorber* (k_a+k_b), maka persamaan untuk mendapatkan konstanta redaman *absorber* dapat ditulis sebagai berikut:

$$C = 2 \sqrt{m_a(k_a + k_b)} \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)} \right]^2 + 1}} \quad (4.6)$$

Dengan memasukkan semua nilai parameter pada persamaan 4.6, didapatkan data koefisien redaman seperti pada tabel 4.4 berikut:

Tabel 4.4 Koefisien redaman *absorber*

Puncak	Lembah	Ketinggian rata-rata	<i>logaritmik decrement</i> (δ)	Nilai koefisien redaman (N.s/m)
0,07146	-0,06946	0,07046	0,168817	5,994508
0,06149	-0,05754	0,059515	0,1346	4,780138
0,04892	-0,05512	0,05202	0,093639	3,32586
0,04636	-0,04838	0,04737	0,098069	3,483157
0,04534	-0,04055	0,042945	Nilai redaman rata-rata	4.395916
C _a , C _b				2.197958

Nilai koefisien redaman *absorber* rata-rata yang didapat dari hasil pengukuran 4.395916 N.s/m. Dalam kondisi fisik, *absorber* menggunakan dua *cantilever absorber* sehingga nilai koefisien redaman *cantilever absorber* merupakan setengah dari nilai koefisien redaman *absorber* dengan asumsi nilai koefisien redaman a dan b sama. Nilai konstanta redaman *cantilever absorber* a sebesar 2.197958 N.s/m dan nilai konstanta redaman *cantilever absorber* b sebesar 2.197958 N.s/m.

4.1.5 Nilai massa *absorber*

Dalam menentukan massa *absorber* dilakukan perbandingan dari massa sistem utama. Adapun rasio parameter yang digunakan adalah 1/10, dimana rasio ini mengacu pada penelitian sebelumnya. Dimana massa sistem utama diketahui sebesar 13,884 kg maka dengan rasio 1/10 dari massa sistem utama didapatkan massa *DVA* (m_a) sebesar 1,3884 kg.

4.1.6 Nilai Inersia massa *absorber*

Dalam penelitian ini terdapat 3 jenis inersia massa *absorber* (I_a) yang digunakan dalam simulasi. Masing-masing inersia massa *absorber* bergantung pada besar dari inersia massa sistem utama (I_s) dan juga rasio parameter yang digunakan. Adapun factor rasio parameter yang digunakan adalah $1/80$, $1/40$, dan juga $1/20$, sehingga inersia massa *absorber* yang digunakan adalah $I_s/80$, $I_s/40$, dan $I_s/20$. Dengan nilai I_s sebesar $0,323 \text{ kg.m}^3$ maka inersia massa *absorber* yang digunakan adalah 0.0040375 kg.m^3 , $0,008075 \text{ kg.m}^3$, dan $0,01615 \text{ kg.m}^3$.

4.2 Analisa Sistem tanpa Penambahan DVA

Dalam penelitian ini, sistem utama memiliki 2-DOF, yaitu arah translasi dan rotasi. Respon sistem arah translasi diwakilkan melalui respon percepatan sistem dan respon sistem arah rotasi diwakilkan melalui respon percepatan sudut sistem. Sistem ini diberikan gaya eksitasi dari motor yang diberi massa *unbalance* dengan beda fase 90° untuk menciptakan getaran pada sistem. Pemodelan sistem utama tanpa penambahan *dual DVA-dependent* digunakan sebagai pembandingan pada sistem dengan penambahan *dual DVA-dependent*. Analisa sistem tanpa penambahan *dual DVA-dependent* ini dilakukan dengan analisa perhitungan dan simulasi dengan Simulink Matlab.

4.2.1 Analisa Perhitungan Sistem

Analisa perhitungan dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dan eigen vector dari sistem. Analisa perhitungan ini digunakan untuk mencari nilai frekuensi natural sistem dimana nantinya akan dibandingkan dengan frekuensi natural hasil simulasi.

Persamaan gerak untuk sistem tanpa penambahan DVA didapatkan dari persamaan 3.3 dan persamaan 3.4 dengan menghilangkan beberapa parameter seperti kekakuan *absorber* (k_a dan k_b), massa *absorber* (m_a), inersia *absorber* (I_a), dan juga redaman *absorber* (c_a dan c_b). Sehingga persamaan tersebut dapat ditulis kembali sebagai berikut:

$$M_s \ddot{y}_s + (c_1 + c_2) \dot{y}_s - (c_1 \cdot l_f - c_2 \cdot l_r) \dot{\theta}_s + (k_1 + k_2) \cdot y_s - (k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) \cdot \theta_s = m \omega^2 r \sin(\omega t + \alpha) + m \omega^2 r \sin(\omega t) \quad (4.7)$$

$$I_s \ddot{\theta}_s - (c_1 \cdot l_f - c_2 \cdot l_r) \cdot \dot{y}_s + (c_1 \cdot l_f^2 + c_2 \cdot l_r^2) \cdot \dot{\theta}_s - (k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) \cdot y_s + (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2) \cdot \theta_s = -m\omega^2 r a \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r b \sin \omega t \quad (4.8)$$

Dalam perhitungan nilai frekuensi natural digunakan asumsi nilai redaman dan gaya eksitasi diabaikan. Sehingga persamaan 4.7 dan 4.8 dapat ditulis dalam bentuk matrik sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & I_s \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{y}_s \\ \ddot{\theta}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) \\ -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) & (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \end{Bmatrix} = 0 \quad (4.9)$$

Dengan memisalkan $\ddot{y}_s = -\lambda y_s$ dan $\ddot{\theta}_s = -\lambda \theta_s$, dimana $\lambda = \omega^2$, maka:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) \\ -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) & (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \end{Bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & I_s \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \end{Bmatrix} = 0 \\ & \begin{bmatrix} -\lambda m_s + (k_1 + k_2) & -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) \\ -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) & -\lambda I_s + (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \end{Bmatrix} = 0 \\ & \begin{bmatrix} -\lambda m_s + (k_1 + k_2) & -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) \\ -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) & -\lambda I_s + (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2) \end{bmatrix} = 0 \end{aligned}$$

Persamaan di atas kemudian diselesaikan dengan mencari nilai determinan dari matrik,

$$\left| \begin{bmatrix} -\lambda m_s + (k_1 + k_2) & -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) \\ -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r) & -\lambda I_s + (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2) \end{bmatrix} \right| = 0$$

$$[-\lambda m_s + (k_1 + k_2)] \cdot [-\lambda I_s + (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2)] - [-(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r)] \cdot [-(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r)] = 0 \quad (4.10)$$

Dengan memasukkan semua parameter yang ada, dimana:

m_s = massa total sistem (13,884 kg)

k_1, k_2 = konstanta kekakuan total sistem (44802,72 N/m)

I_s = inersia sistem (0,323 kg.m²)

l_f, l_r = jarak pusat gravitasi-cantilever (0,06 m)

maka,

$$4,484532\lambda^2 - 28343,4342\lambda + 21678336 = 0$$

Sehingga diperoleh dua nilai λ yaitu $\lambda_1 = 998,7$ dan $\lambda_2 = 6453,9$.

- Untuk $\lambda_1 = 998,7$

$$\omega_1 = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{998,7} = 31,6022$$

Sehingga:

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{31,6022}{2\pi} = 5,0296 \text{ Hz}$$

- Untuk $\lambda_2 = 6454$

$$\omega_2 = \sqrt{\lambda_2} = \sqrt{6453,9} = 80,3359$$

Sehingga:

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{80,3359}{2\pi} = 12,7859 \text{ Hz}$$

Nilai *Eigen vector* dari setiap frekuensi natural adalah sebagai berikut:

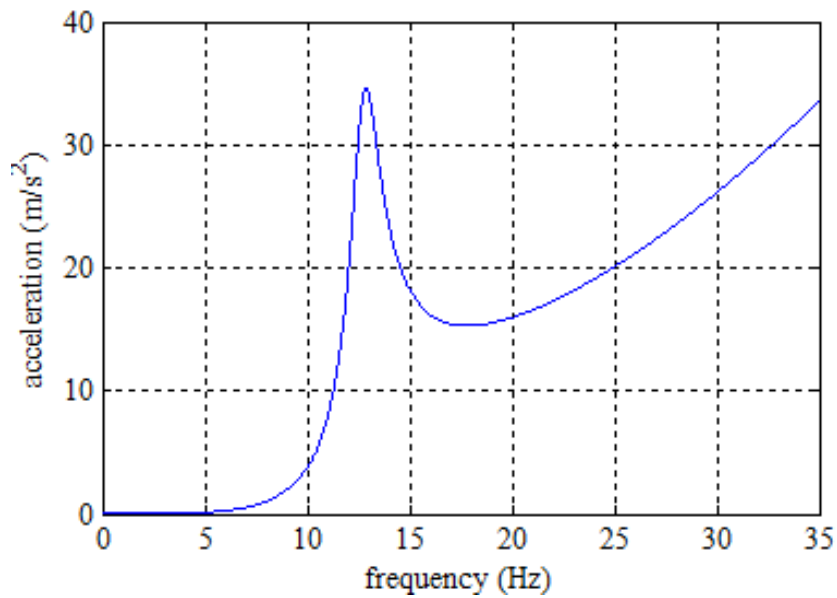
$$\{U_1\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

$$\{U_2\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

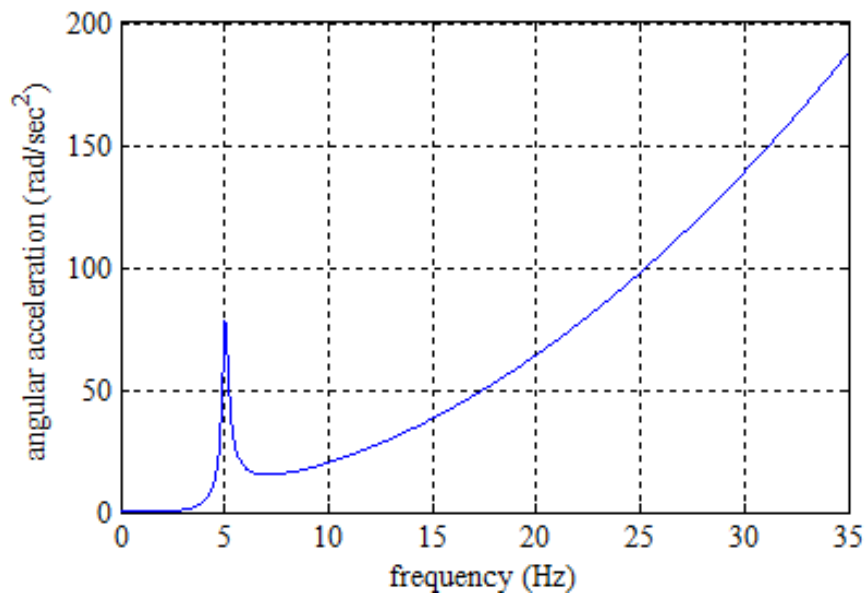
Berdasarkan hasil perhitungan dengan analisa fundamental, nilai frekuensi natural sistem tanpa penambahan *DVA* yang diperoleh sebesar 12,7859 Hz untuk arah translasi dan 5,0296 Hz untuk arah rotasi. Nilai *eigen vector* pada sistem utama menunjukkan bahwa frekuensi natural arah translasi memberikan pengaruh pada arah translasi dan frekuensi natural arah rotasi memberikan pengaruh pada arah rotasi.

4.2.2 Analisa Respon Simulasi Sistem

Dalam pemodelan sistem, input yang digunakan adalah gaya eksitasi dari motor dan pemberat akibat massa *unbalance* yang memiliki beda fase 90°. Gaya eksitasi dari motor dan pemberat ini berupa input sinusoidal (harmonik). Dari input sinusoidal, respon yang ditampilkan berupa respon percepatan RMS dan percepatan sudut RMS terhadap variasi frekuensi eksitasi. Respon gerak arah translasi sistem ditunjukkan dengan respon percepatan sistem dan respon gerak arah rotasi sistem ditunjukkan dengan respon percepatan sudut sistem. Respon tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.4.



(a) respon percepatan



(b) respon percepatan sudut

Gambar 4.4 Grafik Respon Percepatan dan Pecepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi pada Sistem tanpa Penambahan *DVA*

Pada Gambar 4.4(a) menunjukkan peningkatan nilai percepatan yang seiring dengan peningkatan nilai frekuensi eksitasi, yaitu pada frekuensi eksitasi sebesar 0 Hz hingga 12,89 Hz. Nilai percepatan menurun dengan peningkatan nilai frekuensi ekstasi hingga 17,8 Hz. Pada kondisi ini terbentuk puncak pada respon percepatan sistem. Puncak ini menunjukkan adanya peningkatan

percepatan pada frekuensi eksitasi 12,89 Hz yang diikuti dengan penurunan percepatan pada frekuensi eksitasi selanjutnya. Pada frekuensi eksitasi di atas 17,8 Hz, nilai percepatan meningkat terhadap peningkatan nilai frekuensi eksitasi. Hal ini disebabkan karena nilai inputan gaya eksitasi berupa fungsi dari kuadrat frekuensi sehingga respon percepatan memiliki kecenderungan yang meningkat dengan bertambahnya frekuensi eksitasi.

Nilai percepatan sudut meningkat seiring dengan peningkatan nilai frekuensi eksitasi seperti yang ditunjuk pada Gambar 4.4(b). Fenomena ini terjadi pada frekuensi eksitasi 0 Hz hingga 5,04 Hz. Kemudian nilai percepatan sudut menurun pada nilai frekuensi eksitasi hingga 7 Hz. Pada kondisi ini terbentuk puncak pada respon percepatan sudut sistem. Puncak ini menunjukkan adanya peningkatan percepatan sudut pada frekuensi eksitasi 5,04 Hz yang diikuti dengan penurunan percepatan sudut pada frekuensi eksitasi selanjutnya. Pada frekuensi eksitasi di atas 7 Hz, nilai percepatan meningkat terhadap peningkatan nilai frekuensi eksitasi. Hal ini disebabkan karena nilai inputan gaya eksitasi berupa fungsi dari kuadrat frekuensi sehingga respon percepatan sudut memiliki kecenderungan yang meningkat dengan bertambahnya frekuensi eksitasi.

Berdasarkan hasil simulasi, nilai frekuensi natural sistem ditunjukkan dengan adanya puncak pada respon percepatan dan percepatan sudut dari sistem. Frekuensi natural arah translasi terjadi pada frekuensi eksitasi sebesar 12,89 Hz dengan nilai percepatan sebesar $34,6645 \text{ m/s}^2$. Pada arah rotasi, frekuensi natural sistem terjadi pada frekuensi eksitasi sebesar 5,04 Hz dengan nilai percepatan sudut sebesar 78.5069 rad/s^2 . Frekuensi natural sistem berbeda antara translasi dan rotasi, dimana gerakan translasi dan rotasi pada sistem utama tidak terkait.

4.3 Analisa Sistem dengan Penambahan *DDVA-Dependent*

Pemodelan sistem dengan penambahan *dual DVA-dependent* memiliki 4 DOF. Gerakan ini meliputi gerakan translasi sistem utama, gerakan rotasi sistem utama, gerakan translasi *absorber*, gerakan rotasi *absorber*. Dalam pemodelan ini, parameter *DVA* ditentukan dengan menggunakan perbandingan terhadap parameter sistem utama.

4.3.1 Analisa Perhitungan Sistem

Analisa perhitungan dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem dengan penambahan *dual DVA-dependent*. Analisa perhitungan ini digunakan untuk mencari nilai frekuensi natural sistem dimana nantinya akan dibandingkan dengan frekuensi natural hasil simulasi.

persamaan gerak untuk sistem dengan penambahan *DVA* didapatkan dari persamaan 3.3, 3.4, 3.5, dan juga 3.6 dengan meniadakan factor redaman dan gaya eksitasi. Sehingga keempat persamaan tersebut dapat ditulis dalam bentuk matrik sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_a & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_s \\ \ddot{y}_a \\ \ddot{\theta}_s \\ \ddot{\theta}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_a + k_b) & -(k_a + k_b) & -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \\ -(k_a + k_b) & (k_a + k_b) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c - k_b \cdot d) \\ -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2 + k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) & -(k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \\ (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) & (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_s \\ y_a \\ \theta_s \\ \theta_a \end{Bmatrix} = 0$$

Dengan memisalkan $\ddot{y}_s = -\lambda y_s$, $\ddot{\theta}_s = -\lambda \theta_s$, $\ddot{y}_a = -\lambda y_a$, dan $\ddot{\theta}_a = -\lambda \theta_a$, dimana $\lambda = \omega^2$, maka,

$$|[K] - \lambda[M]| = 0$$

$$\begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_a + k_b) & -(k_a + k_b) & -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \\ -(k_a + k_b) & (k_a + k_b) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c - k_b \cdot d) \\ -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2 + k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) & -(k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \\ (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) & (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_a & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_a \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{bmatrix} -\lambda m_s + (k_1 + k_2 + k_a + k_b) & -(k_a + k_b) & -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) \\ -(k_a + k_b) & -\lambda m_a + (k_a + k_b) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c - k_b \cdot d) \\ -(k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r + k_a \cdot c - k_b \cdot d) & (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -\lambda I_s + (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2 + k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) & -(k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \\ (k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c - k_b \cdot d) & -(k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) & -\lambda I_a + (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \end{bmatrix} = 0$$

Dengan $k_1 \cdot l_f = k_2 \cdot l_r$, $k_a \cdot c = k_b \cdot d$, sehingga:

$$\begin{bmatrix} -\lambda m_s + (k_1 + k_2 + k_a + k_b) & -(k_a + k_b) & 0 & 0 \\ -(k_a + k_b) & -\lambda m_a + (k_a + k_b) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda I_s + (k_1 \cdot l_f^2 + k_2 \cdot l_r^2 + k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) & -(k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \\ 0 & 0 & -(k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) & -\lambda I_a + (k_a \cdot c^2 + k_b \cdot d^2) \end{bmatrix} = 0 \quad (4.11)$$

Dimana:

m_s = massa total sistem (13,884 kg)

k_1, k_2 = konstanta kekakuan total sistem (44802,72 N/m)
 I_s = inersia sistem (0,323 kg.m²)
 l_f, l_r = jarak pusat gravitasi-*cantilever* (0,06 m)
 L = panjang plat penyangga (0,53 m)
 m_a = massa *DVA* dengan massa 1/10 m_s (1,3884 kg)
 k_a, k_b = konstanta kekakuan *DVA* dengan nilai 1/20(k_1+k_2) (4480,272 N/m)
 d = jarak pusat gravitasi sistem utama-*cantilever absorber* dengan variasi 0,02m ($r_L = 1/3$); 0,13m ($r_L = 1/2$); dan 0,26 m ($r_L = 1/3$).

Pada matriks persamaan 4.11, nilai frekuensi natural dapat ditentukan dengan menghitung determinan dari matriks tersebut. Nilai frekuensi natural tersebut dapat dilihat pada tabel 4. Berdasarkan tabel 4, penambahan *dual DVA-dependent* dapat menggeser nilai frekuensi natural sistem utama.

Tabel 4.5. Perhitungan Nilai Frekuensi Natural Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-dependent*

d (m)	rasio m _a /M	rasio k _a /(k ₁ +k ₂)	rasio I _a /I _s	frekuensi natural translasi (Hz)		frekuensi natural rotasi (Hz)	
				f _{nt1}	f _{nt2}	f _{nr1}	f _{nr2}
0.02	1/10	1/20	1/80	11,3507	16,1188	4,8505	5,5031
			1/40	11,3507	16,1188	3,6955	5,1075
			1/20	11,3507	16,1188	2,6272	5,0800
0,13 (1/4L)			1/80	11,3507	16,1188	5,0004	34,6980
1/40			11,3507	16,1188	4,9678	24,6960	
1/20			11,3507	16,1188	4,9007	17,7020	
0,26 (1/2L)			1/80	11,3507	16,1188	5,0009	69,3891
			1/40	11,3507	16,1188	4,9698	49,3722
			1/20	11,3507	16,1188	4,9085	35,3474

- Nilai eigen vector untuk $f = 4,8505$ dimana, $\lambda = 928,8225$ adalah:

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ y_a \\ \theta_s \\ \theta_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ -0,26 \end{Bmatrix}$$

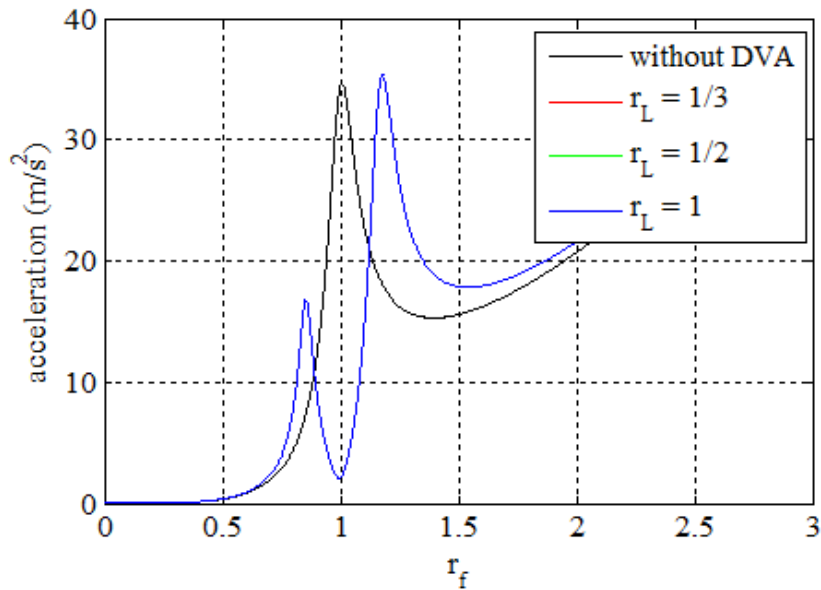
- Nilai eigen vector untuk $f = 11,3507$ dimana, $\lambda = 5086,33579$ adalah:

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ y_a \\ \theta_s \\ \theta_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -4,719 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

4.3.2 Analisa Respon Simulasi Sistem

Ada beberapa variasi perubahan pada sistem utama yang dilakukan pada simulasi ini, diantaranya perubahan nilai inersia masa *absorber* dan perubahan nilai jarak kantilever *absorber* yang diberikan. Besaran nilai inersia masa *absorber* yang digunakan dalam simulasi merupakan rasio perbandingan antara inersia masa *absorber* dengan inersia masa sistem utama (r_L). Besaran nilai jarak kantilever *absorber* yang digunakan dalam simulasi merupakan rasio perbandingan antara jarak kantilever *absorber* (d) dengan setengah panjang dari sistem utama ($r_L = 2d/L$). Rasio frekuensi (r_f) merupakan perbandingan dari frekuensi eksitasi (ω) dibagi frekuensi natural dari sistem (ω_n).

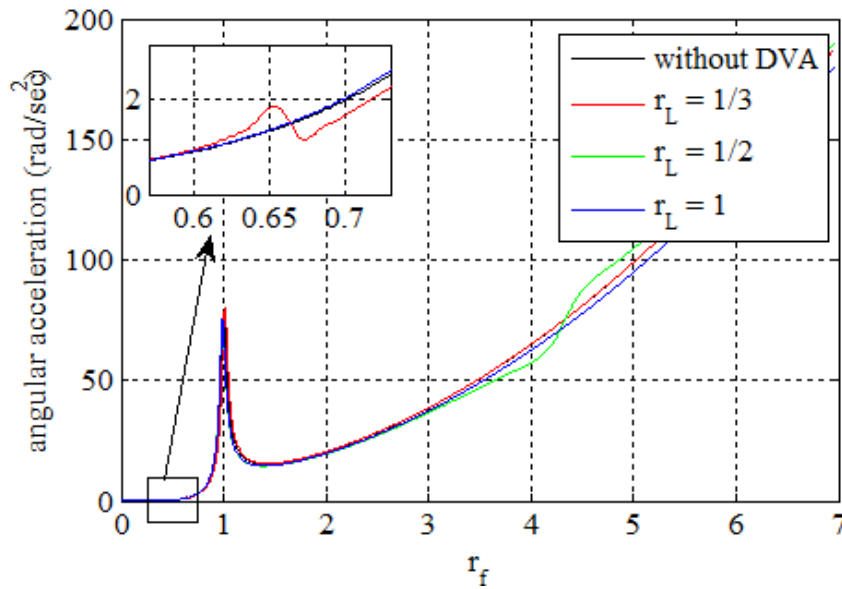
4.3.2.1 Pengaruh Perubahan Rasio Jarak (r_L) untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$



Gambar 4.5 Grafik respon percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$

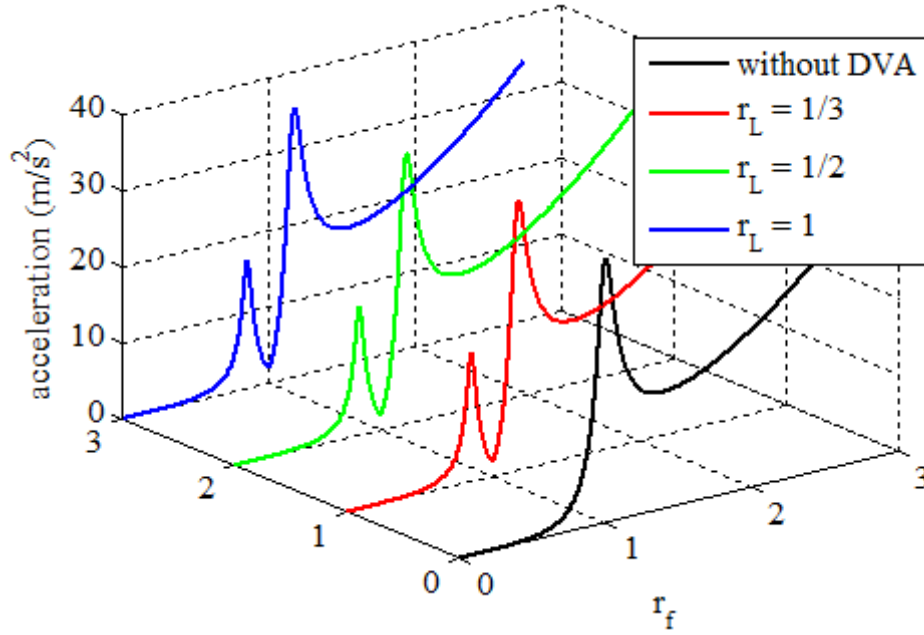
Gambar 4.5 dan 4.6 menunjukkan hasil respon getaran akibat adanya perubahan rasio jarak kantilever (r_L) terhadap perubahan karakteristik RMS

acceleration dan RMS angular acceleration untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$. Grafik berwarna hitam merupakan grafik RMS acceleration untuk sistem tanpa *DVA*, sedangkan grafik berwarna merah, hijau, dan biru masing-masing merupakan grafik untuk $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$, dan $r_L = 1$.



Gambar 4.6 Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$

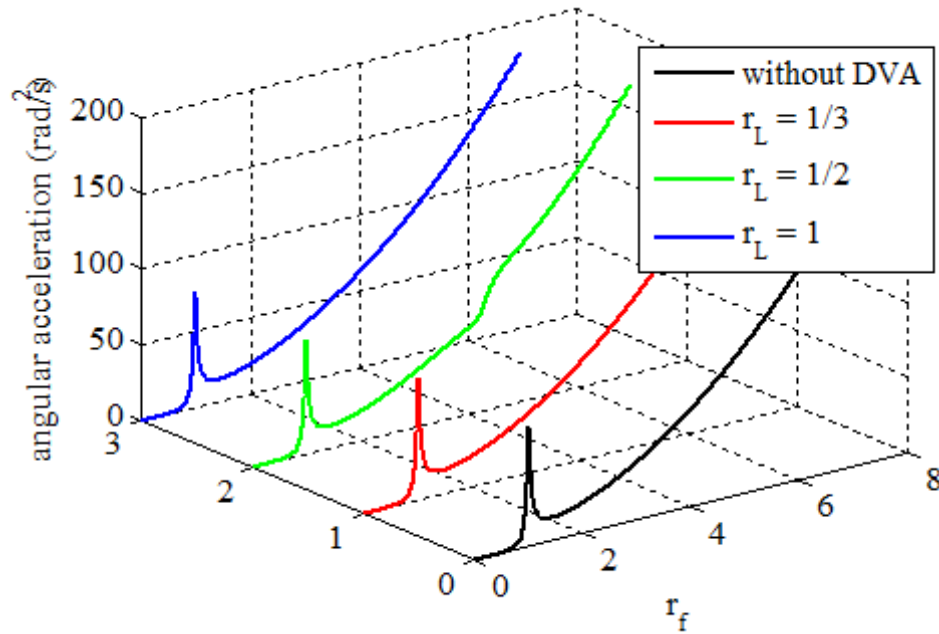
Dengan menambahkan masa *DVA* pada sistem utama maka, jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama juga bertambah. Hal ini seperti tampak pada grafik simulasi pada gambar 4.5, pemberian masa *absorber* pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$, dan $r_L = 1$, berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari acceleration menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ untuk rasio $r_L = \frac{1}{3}$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32. Resonansi acceleration untuk $r_L = \frac{1}{2}$, terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32. Sedangkan untuk $r_L = 1$, terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32.



Gambar 4.7 Grafik waterfall nilai percepatan dengan perubahan r_L untuk

$$I_a = \frac{1}{40} I_s$$

Pada penambahan *DDVA* dengan rasio $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$, hasil respon getaran untuk arah translasi cenderung sama. Hal ini ditunjukkan oleh grafik pada gambar 4.5 yang cenderung berhimpit. Kondisi ini diakibatkan karena gerakan translasi dari sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerakan translasi dari *absorber*. Sedangkan untuk gerakan rotasi sistem utama juga hanya dipengaruhi oleh gerakan rotasi dari *absorber*. Hal ini dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrik pada persamaan 4.11. Dalam kasus ini nilai torsional stiffness untuk k_1 sama dengan torsional stiffness untuk k_2 ($k_1 \cdot l_f = k_2 \cdot l_r$), begitu juga nilai torsional stiffness untuk k *absorber* ($k_a \cdot c = k_b \cdot d$), sehingga nilai $k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r = k_a \cdot c - k_b \cdot d = 0$. Hal ini mengakibatkan tidak terkopelnya gerakan antara translasi dan rotasi dari sistem utama. Adapun grafik waterfall dari RMS percepatan untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan perubahan r_L dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.7.



Gambar 4.8 Grafik waterfall nilai percepatan sudut dengan perubahan r_L

$$\text{untuk } I_a = \frac{1}{40} I_s$$

Pada Gambar 4.6, respon angular acceleration sistem meningkat seiring dengan bertambahnya rasio frekuensi eksitasi pada $I_a = \frac{1}{40} I_s$ hingga rasio frekuensi 0,6521 rasio $r_L = \frac{1}{3}$, rasio frekuensi 0,9881 untuk $r_L = \frac{1}{2}$ dan rasio frekuensi 0,9901 untuk $r_L = 1$. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon angular acceleration sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 0,674 untuk $r_L = \frac{1}{3}$; 1,396 untuk $r_L = \frac{1}{2}$; dan $r_L = 1$. Pada rasio frekuensi tersebut, daerah lembah terbentuk. Pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi, hingga rasio frekuensi 1,012 dan terbentuk puncak kedua. Pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$ nilai percepatan sudut sistem juga kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 4,549 dan terbentuk puncak kedua. Sedangkan pada rasio $r_L = 1$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi, namun pada rasio tersebut tidak terbentuk puncak kedua. Pada rasio frekuensi eksitasi di atas rasio frekuensi tersebut, nilai

percepatan sudut sistem semakin meningkat dengan semakin tinggi rasio frekuensi eksitasi yang diberikan. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan sudut terus meningkat seiring dengan rasio frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.

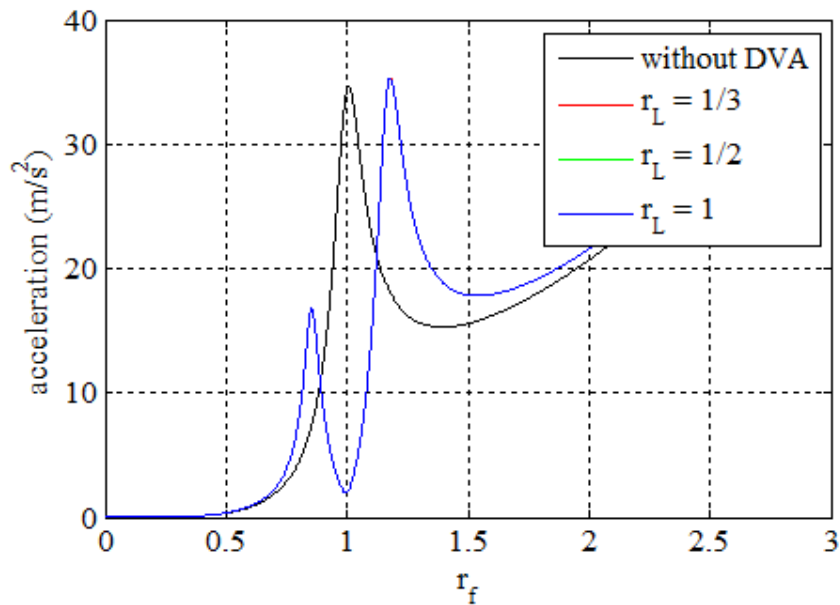
Pada Gambar 4.6, grafik respon percepatan sudut dengan variasi jarak kantilever *DDVA-dependent* nampak berbeda. Pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$, respon percepatan sudut sistem dengan penambahan *DVA* terbentuk dua puncak resonansi. Puncak resonansi pertama terjadi pada nilai RMS angular acceleration yang sangat kecil sehingga dapat diabaikan. Resonansi kedua berhimpitan dengan resonansi sistem tanpa penambahan *DVA*, hanya bergeser puncaknya ke arah kanan. Pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$, respon percepatan sudut sistem dengan penambahan *DVA* terbentuk dua puncak resonansi, untuk resonansi puncak pertama cenderung berhimpit dengan resonansi sistem tanpa *DVA*, hanya bergeser nilai puncaknya saja, sedangkan puncak kedua memiliki rentang yang sangat jauh yaitu sebesar 89,47 rad/s². Pada rasio $r_L = 1$, respon percepatan sudut sistem berhimpitan dengan respon percepatan sudut sistem tanpa penambahan *DVA*. Pada rasio ini terbentuk satu puncak resonansi. Kondisi ini menunjukkan bahwa *DDVA-dependent* cenderung membentuk *single DVA* sehingga hanya terbentuk satu frekuensi natural. Pada $I_a = \frac{1}{40} I_s$ untuk variasi rasio $r_L = \frac{1}{3}$ dan $r_L = \frac{1}{2}$, respon percepatan sudut cenderung sama, yaitu terbentuk dua frekuensi natural dengan nilai percepatan sudut pada masing-masing frekuensi natural berbeda. Pada frekuensi natural pertama, rasio jarak kantilever *absorber* menggeser frekuensi natural pertama ke arah kiri dengan nilai percepatan yang cenderung mengalami penurunan. Pada frekuensi natural kedua, rasio jarak kantilever *absorber* cenderung menggeser frekuensi natural ke arah kanan dengan nilai percepatan yang meningkat seiring dengan semakin kecilnya rasio jarak kantilever *absorber*. Pergeseran nilai frekuensi natural pertama dan kedua ini menyebabkan rentang antar frekuensi natural semakin lebar.

Dengan adanya penambahan *DDVA* dengan perubahan r_L pada arah rotasi, respon getaran yang terjadi juga bervariasi. Variasi yang ditunjukkan tidak terlalu

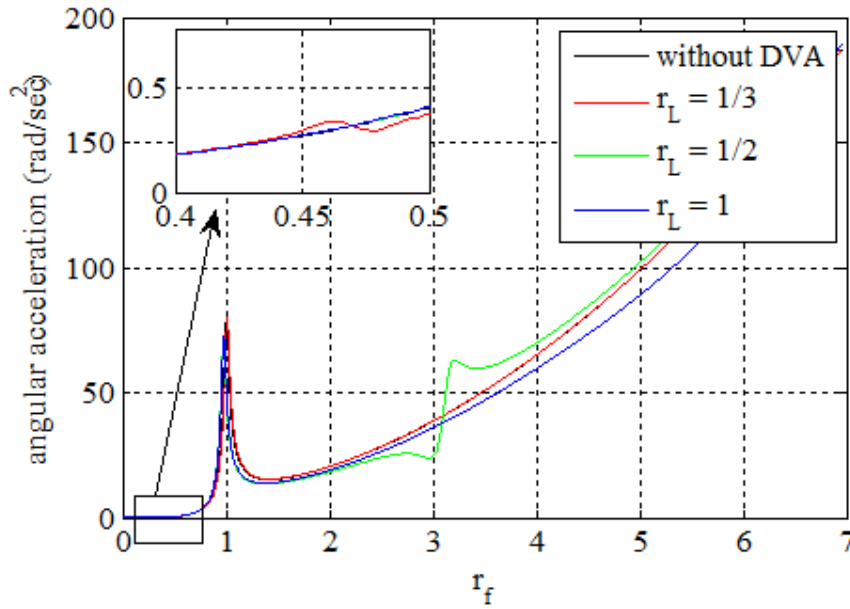
berbeda dengan sistem tanpa *DDVA*. Hal ini disebabkan inersia masa yang diberikan relative kecil, yaitu $I_a = \frac{1}{40}I_s$, sehingga tidak banyak berpengaruh terhadap getaran sistem utama. Adapun grafik waterfall dari RMS percepatan sudut untuk $I_a = \frac{1}{40}I_s$ dengan perubahan r_L dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.8.

4.3.2.2 Pengaruh Perubahan Rasio Jarak (r_L) untuk $I_a = \frac{1}{20}I_s$

Gambar 4.9 dan 4.10 menunjukkan hasil respon getaran akibat adanya perubahan rasio jarak kantilever (r_L) terhadap perubahan karakteristik RMS acceleration dan RMS angular acceleration untuk $I_a = \frac{1}{20}I_s$. Grafik berwarna hitam merupakan grafik RMS acceleration untuk sistem tanpa *DVA*, sedangkan grafik berwarna merah, hijau, dan biru masing-masing merupakan grafik untuk $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$, dan $r_L = 1$.



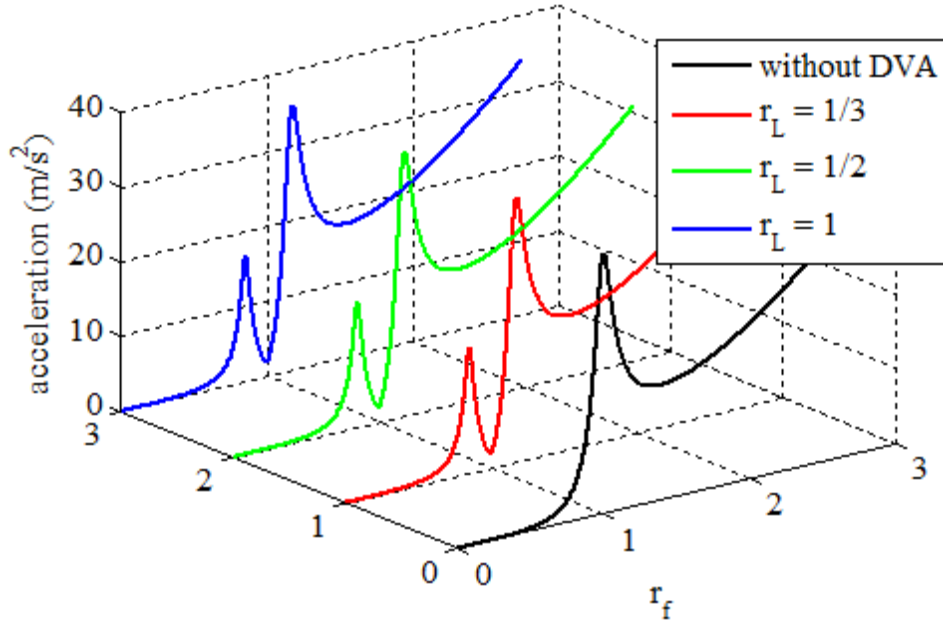
Gambar 4.9 Grafik respon percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{20}I_s$



Gambar 4.10 Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk

$$I_a = \frac{1}{20} I_s$$

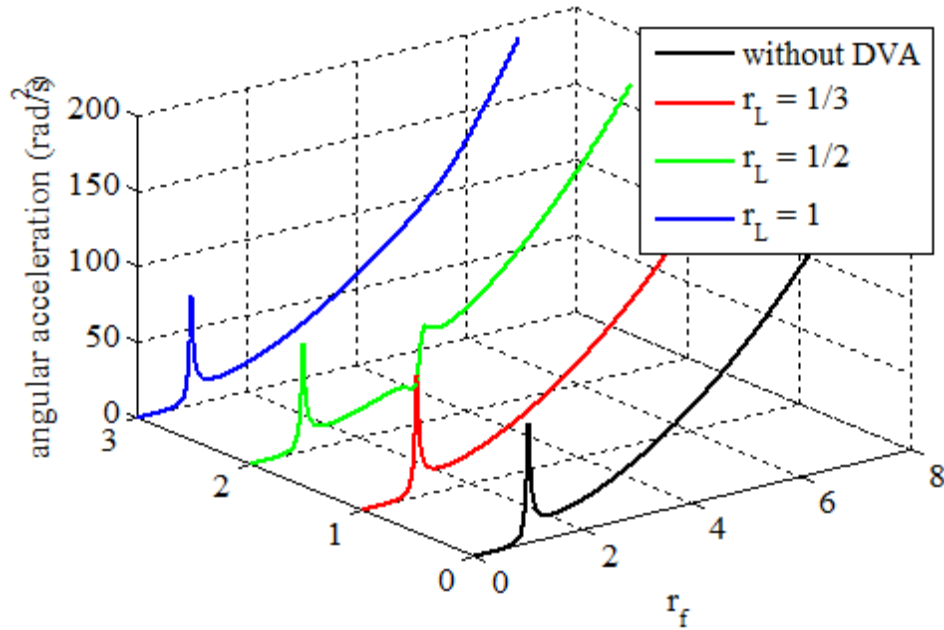
Dengan menambahkan masa *DVA* pada sistem utama maka, jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama juga bertambah. Hal ini seperti tampak pada grafik simulasi pada gambar 4.9, pemberian masa *absorber* pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$, dan $r_L = 1$, berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari acceleration menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ untuk rasio $r_L = \frac{1}{3}$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32. Resonansi acceleration untuk $r_L = \frac{1}{2}$, terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32. Sedangkan untuk $r_L = 1$, terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32.



Gambar 4.11 Grafik waterfall nilai percepatan dengan perubahan r_L untuk

$$I_a = \frac{1}{20} I_s$$

Pada penambahan *DDVA* dengan rasio $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$, hasil respon getaran untuk arah translasi cenderung sama. Hal ini ditunjukkan oleh grafik pada gambar 4.9 yang cenderung berhimpit. Kondisi ini diakibatkan karena gerakan translasi dari sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerakan translasi dari *absorber*. Sedangkan untuk gerakan rotasi sistem utama juga hanya dipengaruhi oleh gerakan rotasi dari *absorber*. Hal ini dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrik pada persamaan 4.11. Dalam kasus ini nilai torsional stiffness untuk k_1 sama dengan torsional stiffness untuk k_2 ($k_1 \cdot l_f = k_2 \cdot l_r$), begitu juga nilai torsional stiffness untuk k *absorber* ($k_a \cdot c = k_b \cdot d$), sehingga nilai $k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r = k_a \cdot c - k_b \cdot d = 0$. Hal ini mengakibatkan tidak terkopelnya gerakan antara translasi dan rotasi dari sistem utama. Adapun grafik waterfall dari RMS percepatan untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$ dengan perubahan r_L dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.11.



Gambar 4.12 Grafik waterfall nilai percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk

$$I_a = \frac{1}{20} I_s$$

Pada Gambar 4.10, respon angular acceleration sistem meningkat seiring dengan bertambahnya rasio frekuensi eksitasi pada $I_a = \frac{1}{20} I_s$ hingga rasio frekuensi 0,45935 rasio $r_L = \frac{1}{3}$, rasio frekuensi 0,9762 untuk $r_L = \frac{1}{2}$ dan rasio frekuensi 0,9782 untuk $r_L = 1$. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon angular acceleration sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 0,4792 untuk $r_L = \frac{1}{3}$; 2,982 untuk $r_L = \frac{1}{2}$; dan 1,267 untuk $r_L = 1$. Pada rasio frekuensi tersebut, daerah lembah terbentuk. Pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi, hingga rasio frekuensi 1,01 dan terbentuk puncak kedua. Pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$ nilai percepatan sudut sistem juga kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 3,207 dan terbentuk puncak kedua. Sedangkan pada rasio $r_L = 1$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi, namun pada rasio tersebut tidak terbentuk puncak kedua. Pada rasio frekuensi eksitasi di atas rasio frekuensi

tersebut, nilai percepatan sudut sistem semakin meningkat dengan semakin tinggi rasio frekuensi eksitasi yang diberikan. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan sudut terus meningkat seiring dengan rasio frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.

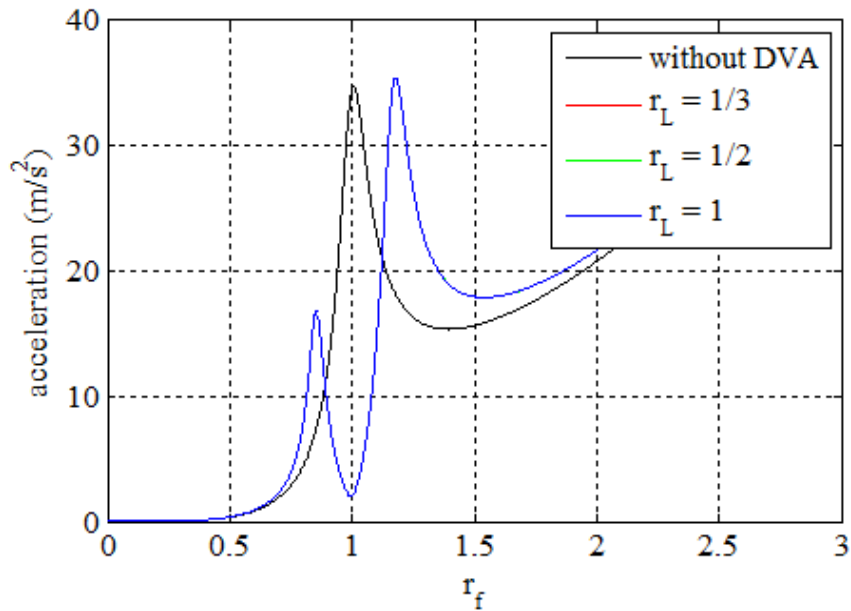
Pada gambar 4.10, grafik respon percepatan sudut dengan variasi jarak kantilever *DDVA-dependent* nampak berbeda. Pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$, respon percepatan sudut sistem dengan penambahan *DVA* terbentuk dua puncak resonansi. Puncak resonansi pertama terjadi pada nilai RMS angular acceleration yang sangat kecil sehingga dapat diabaikan. Resonansi kedua berhimpitan dengan resonansi sistem tanpa penambahan *DVA*, hanya bergeser puncaknya ke arah kanan. Pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$, respon percepatan sudut sistem dengan penambahan *DVA* terbentuk dua puncak resonansi, untuk resonansi puncak pertama cenderung berhimpit dengan resonansi sistem tanpa *DVA*, hanya bergeser nilai puncaknya saja, sedangkan puncak kedua memiliki rentang yang sangat jauh yaitu sebesar $62,88 \text{ rad/s}^2$. Pada rasio $r_L = 1$, respon percepatan sudut sistem berhimpitan dengan respon percepatan sudut sistem tanpa penambahan *DVA*. Pada rasio ini terbentuk satu puncak resonansi. Kondisi ini menunjukkan bahwa *DDVA-dependent* cenderung membentuk *single DVA* sehingga hanya terbentuk satu frekuensi natural. Pada $I_a = \frac{1}{20} I_s$ untuk variasi rasio $r_L = \frac{1}{3}$ dan $r_L = \frac{1}{2}$, respon percepatan sudut cenderung sama, yaitu terbentuk dua frekuensi natural dengan nilai percepatan sudut pada masing-masing frekuensi natural berbeda. Pada frekuensi natural pertama, rasio jarak kantilever *absorber* menggeser frekuensi natural pertama ke arah kiri dengan nilai percepatan yang cenderung mengalami penurunan. Pada frekuensi natural kedua, rasio jarak kantilever *absorber* cenderung menggeser frekuensi natural ke arah kanan dengan nilai percepatan yang meningkat seiring dengan semakin kecilnya rasio jarak kantilever *absorber*. Pergeseran nilai frekuensi natural pertama dan kedua ini menyebabkan rentang antar frekuensi natural semakin lebar.

Dengan adanya penambahan *DDVA* dengan perubahan r_L pada arah rotasi, respon getaran yang terjadi juga bervariasi. Variasi yang ditunjukkan tidak terlalu

berbeda dengan sistem tanpa *DDVA*. Hal ini disebabkan inersia masa yang diberikan relative kecil, yaitu $I_a = \frac{1}{20}I_s$, sehingga tidak banyak berpengaruh terhadap getaran sistem utama. Adapun grafik waterfall dari RMS percepatan sudut untuk $I_a = \frac{1}{20}I_s$ dengan perubahan r_L dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.12.

4.3.2.3 Pengaruh Perubahan Rasio Jarak (r_L) untuk $I_a = \frac{1}{10}I_s$

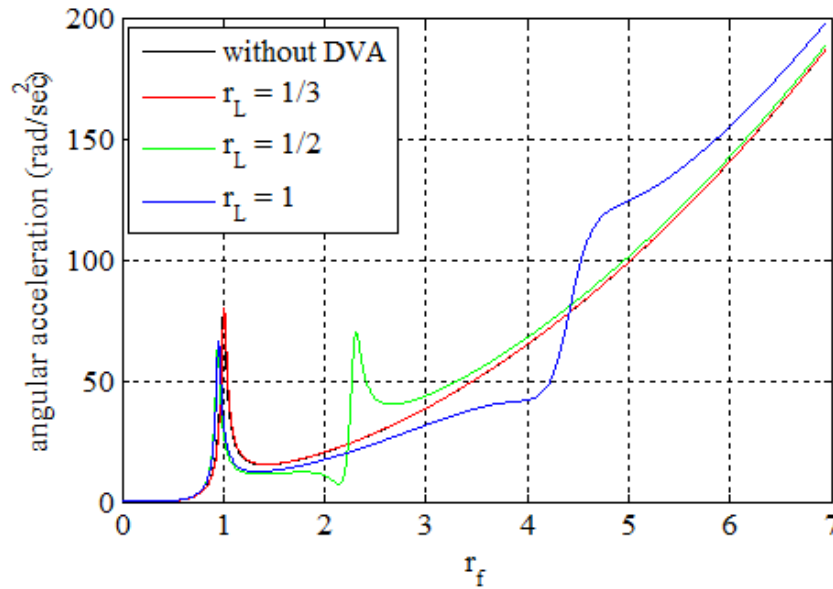
Gambar 4.13 dan 4.14 menunjukkan hasil respon getaran akibat adanya perubahan rasio jarak kantilever (r_L) terhadap perubahan karakteristik RMS acceleration dan RMS angular acceleration untuk $I_a = \frac{1}{10}I_s$. Grafik berwarna hitam merupakan grafik RMS acceleration untuk sistem tanpa *DVA*, sedangkan grafik berwarna merah, hijau, dan biru masing-masing merupakan grafik untuk $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$, dan $r_L = 1$.



Gambar 4.13 Grafik respon percepatan dengan perubahan r_L untuk $I_a = \frac{1}{10}I_s$

Dengan menambahkan masa *DVA* pada sistem utama maka, jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama juga bertambah. Hal ini seperti tampak pada grafik simulasi pada gambar 4.13, pemberian masa *absorber* pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$, dan $r_L = 1$, berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari acceleration menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ untuk rasio $r_L = \frac{1}{3}$ dengan nilai resonansi puncak pertama

sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32. Resonansi acceleration untuk $r_L = \frac{1}{2}$, terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32. Sedangkan untuk $r_L = 1$, terjadi pada $r_f = 0,8533$ dan $r_f = 1,177$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 16,8 dan puncak kedua sebesar 35,32.

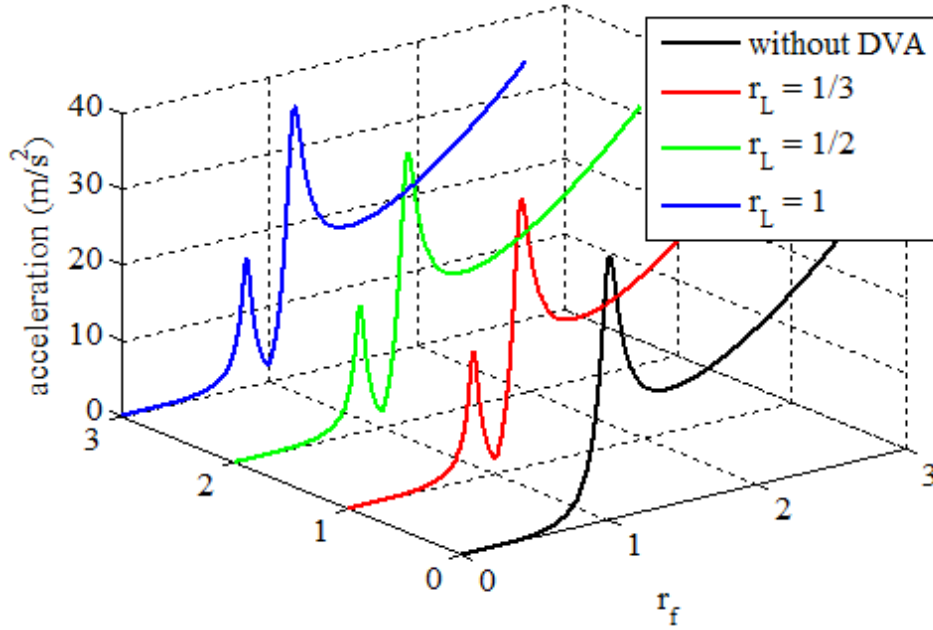


Gambar 4.14 Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk

$$I_a = \frac{1}{10} I_s$$

Pada penambahan DDVA dengan rasio $r_L = \frac{1}{3}$, $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$, hasil respon getaran untuk arah translasi cenderung sama. Hal ini ditunjukkan oleh grafik pada gambar 4.13 yang cenderung berhimpit. Kondisi ini diakibatkan karena gerakan translasi dari sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerakan translasi dari *absorber*. Sedangkan untuk gerakan rotasi sistem utama juga hanya dipengaruhi oleh gerakan rotasi dari *absorber*. Hal ini dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrik pada persamaan 4.11. Dalam kasus ini nilai torsional stiffness untuk k_1 sama dengan torsional stiffness untuk k_2 ($k_1 \cdot l_f = k_2 \cdot l_r$), begitu juga nilai torsional stiffness untuk k *absorber* ($k_a \cdot c = k_b \cdot d$), sehingga nilai $k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r = k_a \cdot c - k_b \cdot d = 0$. Hal ini mengakibatkan tidak terkopelnya gerakan antara translasi dan rotasi dari sistem utama. Adapun grafik

waterfall dari RMS percepatan untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$ dengan perubahan r_L dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.11.

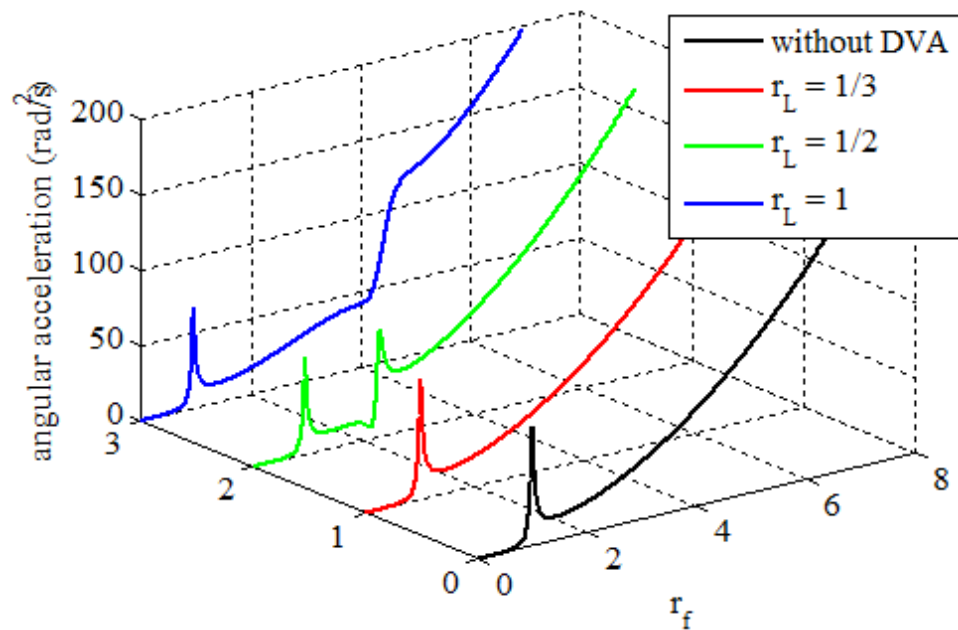


Gambar 4.15 Grafik waterfall nilai percepatan dengan perubahan r_L untuk

$$I_a = \frac{1}{10} I_s$$

Pada Gambar 4.14, respon angular acceleration sistem meningkat seiring dengan bertambahnya rasio frekuensi eksitasi pada $I_a = \frac{1}{10} I_s$ hingga rasio frekuensi 1,008 rasio $r_L = \frac{1}{3}$, rasio frekuensi 0,9444 untuk $r_L = \frac{1}{2}$ dan rasio frekuensi 0,9524 untuk $r_L = 1$. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon angular acceleration sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 1,426 untuk $r_L = \frac{1}{3}$; 2,147 untuk $r_L = \frac{1}{2}$; dan 4,147 untuk $r_L = 1$. Pada rasio frekuensi tersebut, daerah lembah terbentuk. Pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi, namun pada rasio tersebut tidak terbentuk puncak kedua. Pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$ nilai percepatan sudut sistem juga kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 2,31 dan terbentuk puncak kedua.

Sedangkan pada rasio $r_L = 1$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi, hingga rasio frekuensi 4,678 dan terbentuk puncak kedua. Pada rasio frekuensi eksitasi di atas rasio frekuensi tersebut, nilai percepatan sudut sistem semakin meningkat dengan semakin tinggi rasio frekuensi eksitasi yang diberikan. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan sudut terus meningkat seiring dengan rasio frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.



Gambar 4.16 Grafik waterfall nilai percepatan sudut dengan perubahan r_L untuk

$$I_a = \frac{1}{10} I_s$$

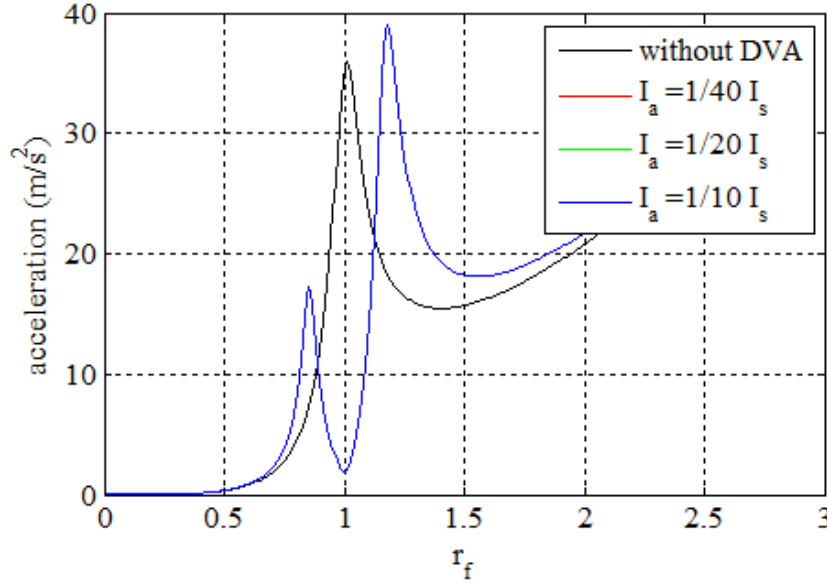
Pada Gambar 4.14, grafik respon percepatan sudut dengan variasi jarak kantilever *DDVA-dependent* nampak berbeda. Pada rasio $r_L = \frac{1}{3}$, respon percepatan sudut sistem berhimpitan dengan respon percepatan sudut sistem tanpa penambahan *DVA*. Pada rasio ini terbentuk satu puncak resonansi. Kondisi ini menunjukkan bahwa *DDVA-dependent* cenderung membentuk *single DVA* sehingga hanya terbentuk satu frekuensi natural. Pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$, respon percepatan sudut sistem dengan penambahan *DVA* terbentuk dua puncak resonansi, untuk resonansi puncak pertama cenderung berhimpit dengan resonansi sistem tanpa *DVA*, hanya bergeser nilai puncaknya saja, sedangkan puncak kedua

memiliki rentang yang sangat jauh yaitu sebesar $70,38 \text{ rad/s}^2$. Pada rasio $r_L = 1$, respon percepatan sudut sistem dengan penambahan *DVA* terbentuk dua puncak resonansi. Untuk resonansi puncak pertama cenderung berhimpit dengan resonansi pertama sistem dengan rasio $r_L = \frac{1}{2}$, hanya bergeser nilai puncaknya saja, sedangkan puncak kedua memiliki rentang yang lebih jauh yaitu sebesar $114,8 \text{ rad/s}^2$. Pada $I_a = \frac{1}{10} I_s$ untuk variasi rasio $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$, respon percepatan sudut cenderung sama, yaitu terbentuk dua frekuensi natural dengan nilai percepatan sudut pada masing-masing frekuensi natural berbeda. Pada frekuensi natural pertama, rasio jarak kantilever *absorber* menggeser frekuensi natural pertama ke arah kiri dengan nilai percepatan yang cenderung mengalami penurunan. Pada frekuensi natural kedua, rasio jarak kantilever *absorber* cenderung menggeser frekuensi natural ke arah kanan dengan nilai percepatan yang meningkat seiring dengan semakin besarnya rasio jarak kantilever *absorber*. Pergeseran nilai frekuensi natural pertama dan kedua ini menyebabkan rentang antar frekuensi natural semakin lebar. Adapun grafik waterfall dari RMS percepatan sudut untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$ dengan perubahan r_L dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.16.

4.3.2.4 Pengaruh Perubahan Rasio Inersia (r_I) untuk $r_L = \frac{1}{3}$

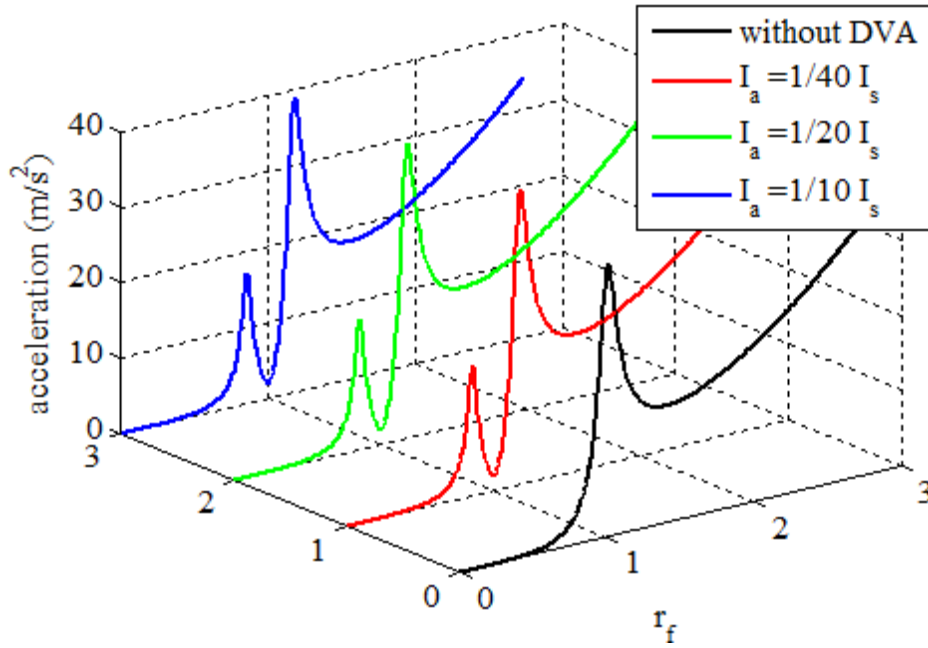
Dengan menambahkan masa *DVA* pada sistem utama maka, jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama juga bertambah. Hal ini seperti tampak pada grafik simulasi pada gambar 4.17, pemberian masa *absorber* pada rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, $I_a = \frac{1}{20} I_s$, dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$, berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari acceleration menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8549$ dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar $17,24 \text{ m/s}^2$ dan puncak kedua sebesar $18,98$. Resonansi acceleration untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$, terjadi pada $r_f = 0,8549$ dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar $17,24 \text{ m/s}^2$ dan puncak kedua sebesar $18,98$. Sedangkan untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$, terjadi pada $r_f =$

0,8549 dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar $17,24 \text{ m/s}^2$ dan puncak kedua sebesar $18,98$.

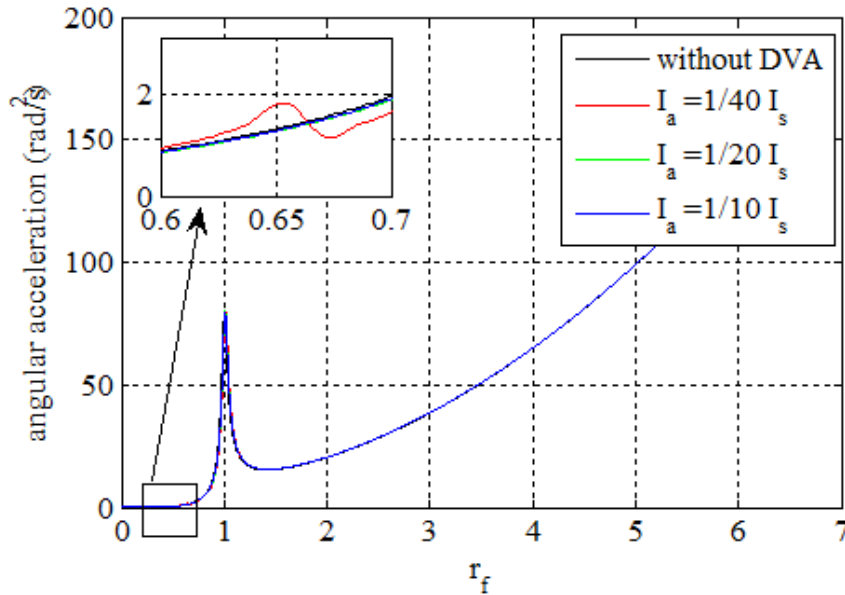


Gambar 4.17 Grafik respon percepatan dengan perubahan r_f untuk $r_L = \frac{1}{3}$

Pada penambahan *DDVA* dengan rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, $I_a = \frac{1}{20} I_s$, dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$, hasil respon getaran untuk arah translasi cenderung sama. Hal ini ditunjukkan oleh grafik pada gambar 4.17 yang cenderung berhimpit. Kondisi ini diakibatkan karena gerakan translasi dari sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerakan translasi dari *absorber*. Sedangkan untuk gerakan rotasi sistem utama juga hanya dipengaruhi oleh gerakan rotasi dari *absorber*. Hal ini dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrik pada persamaan 4.11. Dalam kasus ini nilai torsional stiffness untuk k_1 sama dengan torsional stiffness untuk k_2 ($k_1 \cdot l_f = k_2 \cdot l_r$), begitu juga nilai torsional stiffness untuk k *absorber* ($k_a \cdot c = k_b \cdot d$), sehingga nilai $k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r = k_a \cdot c - k_b \cdot d = 0$. Hal ini mengakibatkan tidak terkopelnya gerakan antara translasi dan rotasi dari sistem utama. Adapun grafik waterfall dari RMS percepatan untuk $r_L = \frac{1}{3}$ dengan perubahan r_1 dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.18.



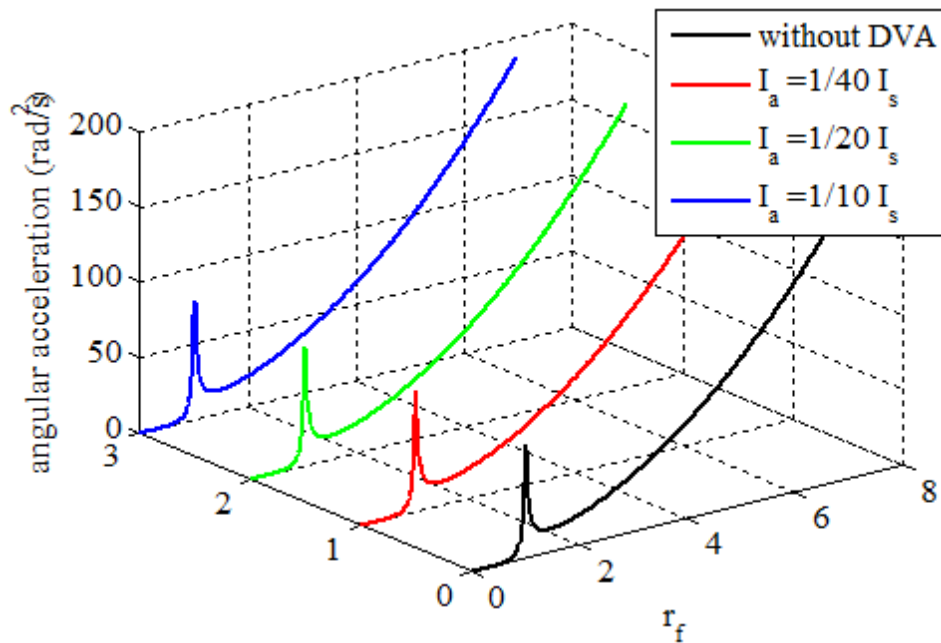
Gambar 4.18 Grafik waterfall untuk respon percepatan dengan perubahan r_1 untuk $r_L = \frac{1}{3}$



Gambar 4.19 Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_1 untuk $r_L = \frac{1}{3}$

Pada Gambar 4.19, respon angular acceleration sistem meningkat seiring dengan bertambahnya rasio frekuensi eksitasi pada $r_L = \frac{1}{3}$ hingga rasio frekuensi 0,65 untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, rasio frekuensi 1 untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$ dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon angular

acceleration sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 0.67 untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$; 1,416 untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$ dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$. Pada rasio frekuensi tersebut, daerah lembah terbentuk. Pada rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 1 dan terbentuk puncak kedua. Puncak pertama bernilai sangat kecil sehingga dapat diabaikan. Pada rasio $I_a = \frac{1}{20} I_s$ dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi, namun pada rasio tersebut tidak terbentuk puncak kedua. Pada kedua rasio ini terbentuk satu puncak resonansi. Kondisi ini menunjukkan bahwa *DDVA-dependent* cenderung membentuk *single DVA*,



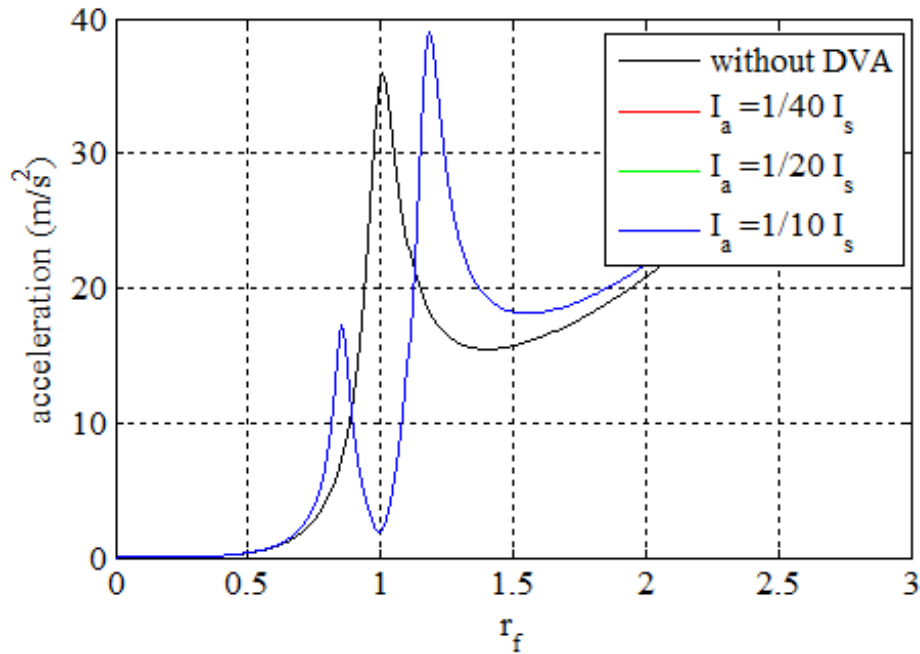
Gambar 4.20 Grafik waterfall untuk respon percepatan sudut dengan perubahan

$$r_1 \text{ untuk } r_L = \frac{1}{3}$$

sehingga hanya terbentuk satu frekuensi natural. Pada rasio frekuensi eksitasi di atas rasio frekuensi tersebut, nilai percepatan sudut sistem semakin meningkat dengan semakin tinggi rasio frekuensi eksitasi yang diberikan. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan sudut terus meningkat seiring dengan rasio frekuensi eksitasi yang semakin bertambah. Adapun grafik waterfall

dari RMS percepatan sudut untuk $r_L = \frac{1}{3}$ dengan perubahan r_1 dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.20.

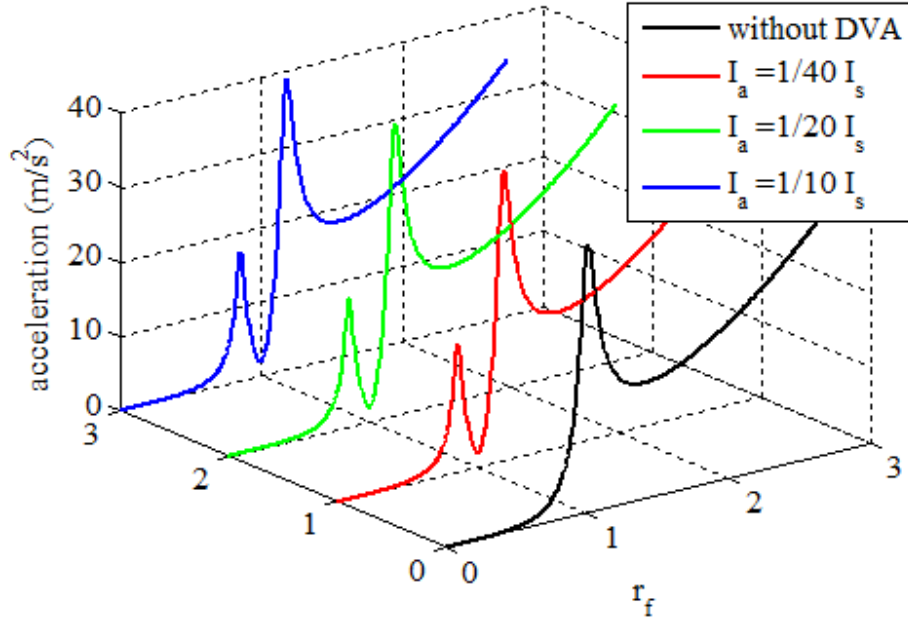
4.3.2.5 Pengaruh Perubahan Rasio Inersia (r_1) untuk $r_L = \frac{1}{2}$



Gambar 4.21 Grafik respon percepatan dengan perubahan r_1 untuk $r_L = \frac{1}{2}$

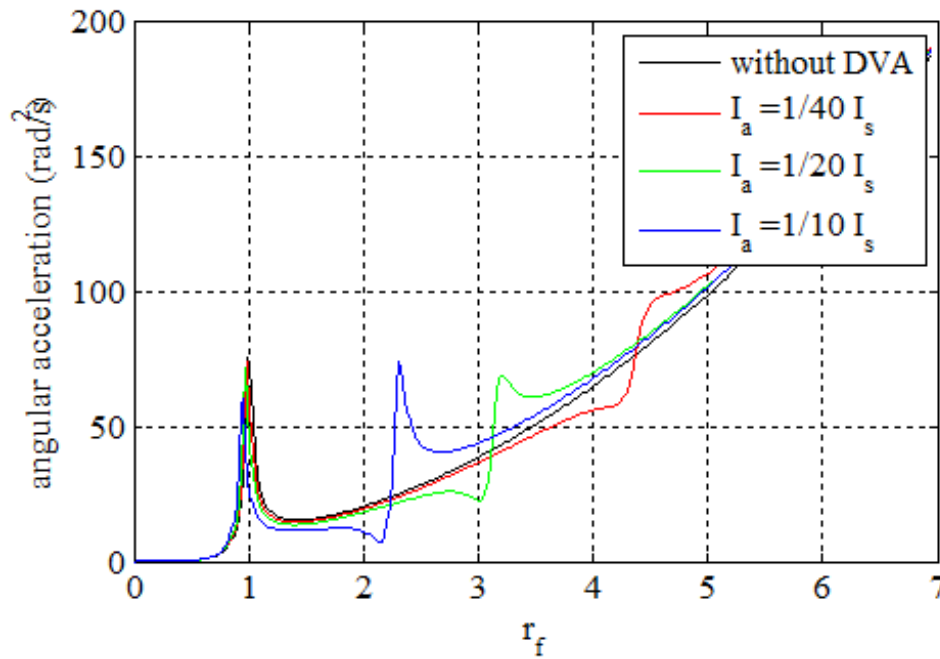
Dengan menambahkan masa *DVA* pada sistem utama maka, jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama juga bertambah. Hal ini seperti tampak pada grafik simulasi pada gambar 4.21, pemberian masa *absorber* pada rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, $I_a = \frac{1}{20} I_s$, dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$, pada jarak $r_L = \frac{1}{2}$ berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari acceleration menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8525$ dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar $17,19 \text{ m/s}^2$ dan puncak kedua sebesar $38,98 \text{ m/s}^2$. Resonansi acceleration untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$, terjadi pada $r_f = 0,8525$ dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar $17,19 \text{ m/s}^2$ dan puncak kedua sebesar $38,98 \text{ m/s}^2$. Sedangkan untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$, terjadi pada $r_f = 0,8525$ dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai

resonansi puncak pertama sebesar $17,19 \text{ m/s}^2$ dan puncak kedua sebesar $38,98 \text{ m/s}^2$.



Gambar 4.22 Grafik waterfall untuk respon percepatan dengan perubahan r_i untuk $r_L = \frac{1}{2}$

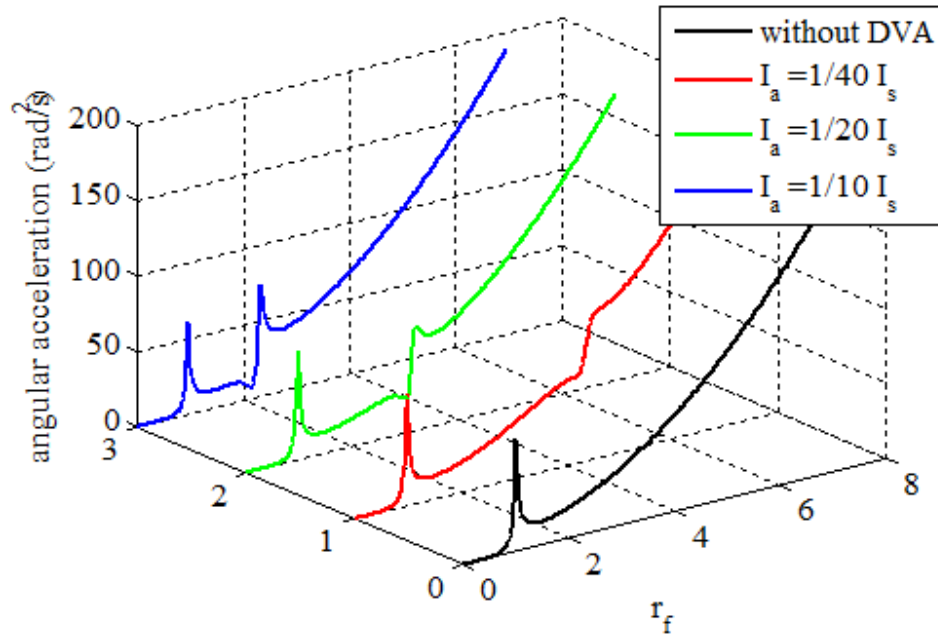
Pada penambahan *DDVA* dengan rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, $I_a = \frac{1}{20} I_s$, dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$, dengan jarak $r_L = \frac{1}{2}$ hasil respon getaran untuk arah translasi cenderung sama. Hal ini ditunjukkan oleh grafik pada gambar 4.21 yang cenderung berhimpit. Kondisi ini diakibatkan karena gerakan translasi dari sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerakan translasi dari *absorber*. Sedangkan untuk gerakan rotasi sistem utama juga hanya dipengaruhi oleh gerakan rotasi dari *absorber*. Hal ini dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrik pada persamaan 4.11. Dalam kasus ini nilai torsional stiffness untuk k_1 sama dengan torsional stiffness untuk k_2 ($k_1 \cdot l_f = k_2 \cdot l_r$), begitu juga nilai torsional stiffness untuk k *absorber* ($k_a \cdot c = k_b \cdot d$), sehingga nilai $k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r = k_a \cdot c - k_b \cdot d = 0$. Hal ini mengakibatkan tidak terkopelnya gerakan antara translasi dan rotasi dari sistem utama. Adapun grafik waterfall dari RMS percepatan untuk $r_L = \frac{1}{3}$ dengan perubahan r_i dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.22.



Gambar 4.23 Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_1 untuk $r_L = \frac{1}{2}$

Pada Gambar 4.23, respon angular acceleration sistem meningkat seiring dengan bertambahnya rasio frekuensi eksitasi pada $r_L = \frac{1}{2}$ hingga rasio frekuensi 1 untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, rasio frekuensi 0,97 untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$ dan rasio frekuensi 0,95 untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon angular acceleration sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 4,215 untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$; 3,022 untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$; dan 2,147 untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$. Pada rasio frekuensi tersebut, daerah lembah terbentuk. Pada rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 4,553 dan terbentuk puncak kedua. Pada rasio $I_a = \frac{1}{20} I_s$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 3,201 dan terbentuk puncak kedua. Begitu juga pada rasio $I_a = \frac{1}{10} I_s$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 2,306 dan terbentuk puncak kedua. Pada rasio frekuensi eksitasi di atas

rasio frekuensi tersebut, nilai percepatan sudut sistem semakin meningkat dengan semakin tinggi rasio frekuensi eksitasi yang diberikan. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan sudut terus meningkat seiring dengan rasio frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.



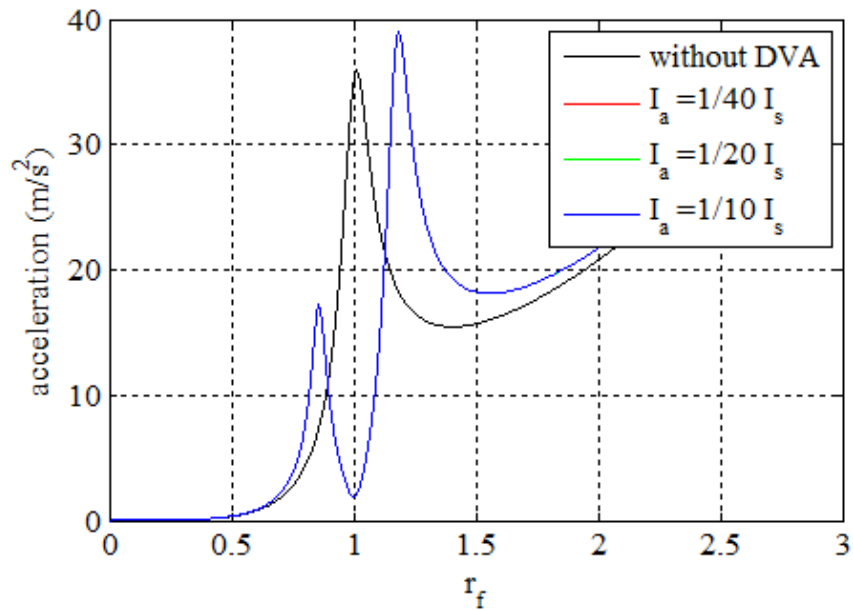
Gambar 4.24 Grafik waterfall untuk respon percepatan sudut dengan perubahan

$$r_1 \text{ untuk } r_L = \frac{1}{2}$$

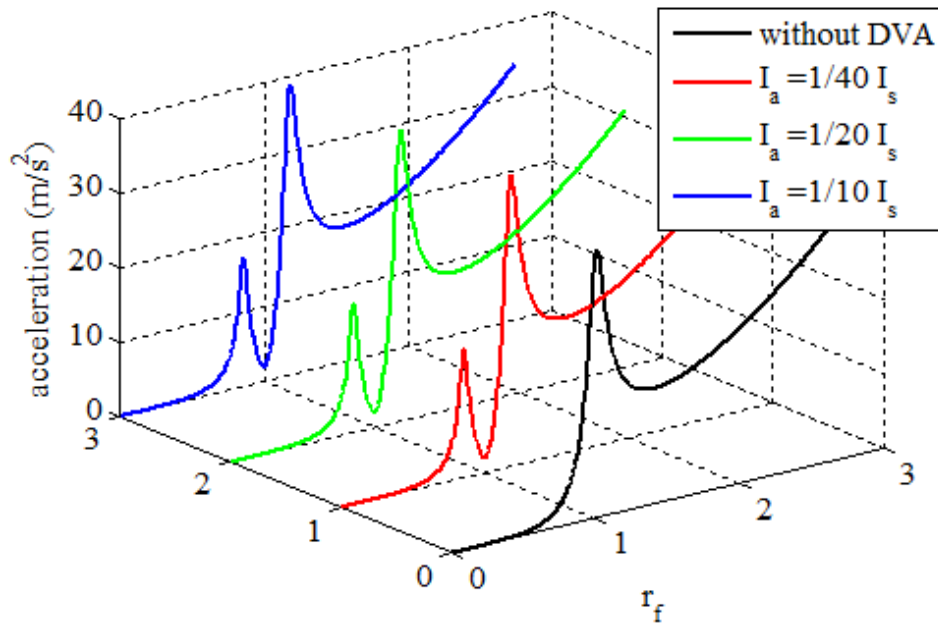
4.3.2.6 Pengaruh Perubahan Rasio Inersia (r_1) untuk $r_L = 1$

Dengan menambahkan masa *DVA* pada sistem utama maka, jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama juga bertambah. Hal ini seperti tampak pada grafik simulasi pada gambar 4.21, pemberian masa *absorber* pada rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, $I_a = \frac{1}{20} I_s$, dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$, pada jarak $r_L = \frac{1}{2}$ berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari acceleration menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8525$ dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar $17,19 \text{ m/s}^2$ dan puncak kedua sebesar $38,98 \text{ m/s}^2$. Resonansi acceleration untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$, terjadi pada $r_f = 0,8525$ dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar

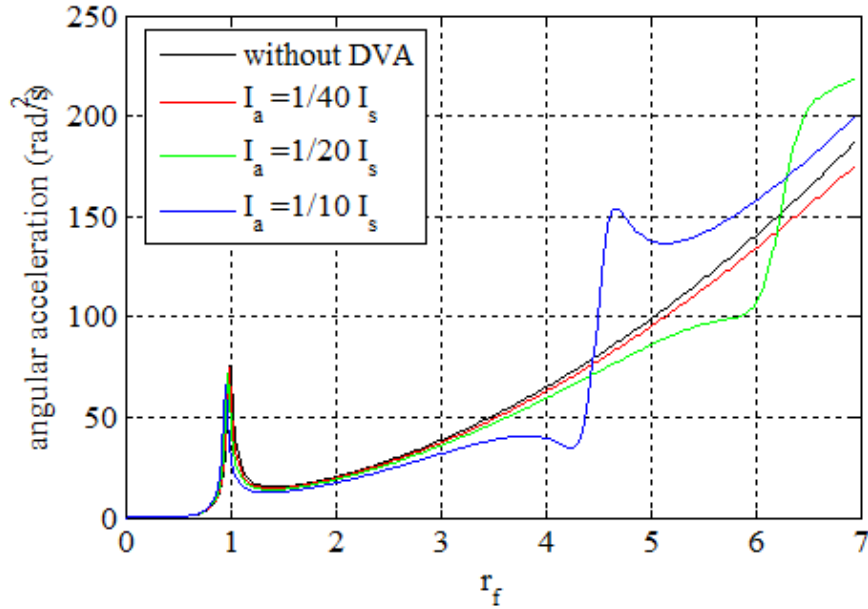
17,19 m/s^2 dan puncak kedua sebesar 38,98 m/s^2 . Sedangkan untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$, terjadi pada $r_f = 0,8525$ dan $r_f = 1,181$ untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ dengan nilai resonansi puncak pertama sebesar 17,19 m/s^2 dan puncak kedua sebesar 38,98 m/s^2 .



Gambar 4.25 Grafik respon percepatan dengan perubahan r_i untuk $r_L = 1$

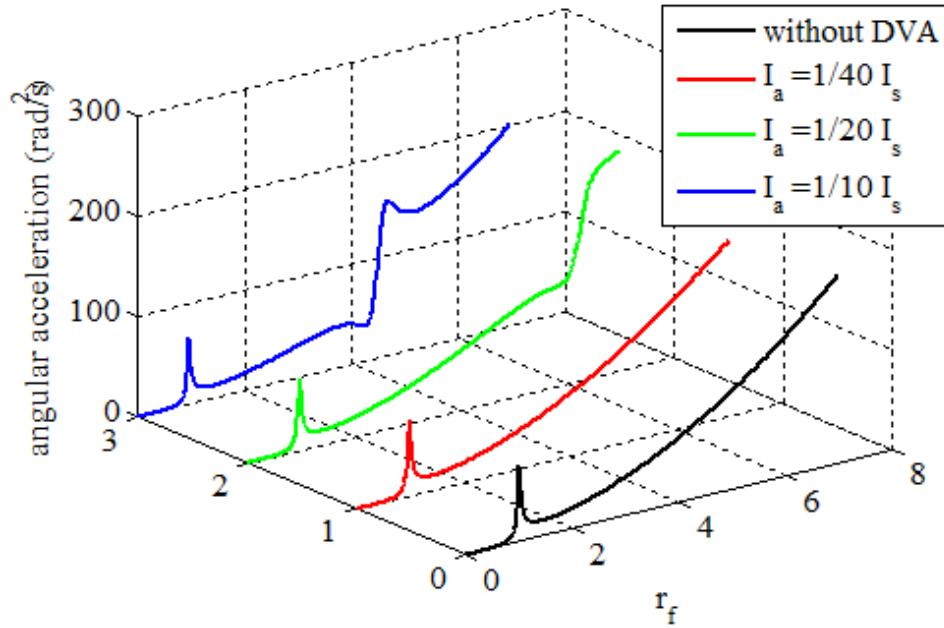


Gambar 4.26 Grafik waterfall untuk respon percepatan dengan perubahan r_i untuk $r_L = 1$



Gambar 4.27 Grafik respon percepatan sudut dengan perubahan r_i untuk $r_L = 1$

Pada penambahan DDVA dengan rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, $I_a = \frac{1}{20} I_s$, dan $I_a = \frac{1}{10} I_s$, dengan jarak $r_L = 1$ hasil respon getaran untuk arah translasi cenderung sama. Hal ini ditunjukkan oleh grafik pada gambar 4.25 yang cenderung berhimpit. Kondisi ini diakibatkan karena gerakan translasi dari sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerakan translasi dari *absorber*. Sedangkan untuk gerakan rotasi sistem utama juga hanya dipengaruhi oleh gerakan rotasi dari *absorber*. Hal ini dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrik pada persamaan 4.11. Dalam kasus ini nilai torsional stiffness untuk k_1 sama dengan torsional stiffness untuk k_2 ($k_1 \cdot l_f = k_2 \cdot l_r$), begitu juga nilai torsional stiffness untuk k *absorber* ($k_a \cdot c = k_b \cdot d$), sehingga nilai $k_1 \cdot l_f - k_2 \cdot l_r = k_a \cdot c - k_b \cdot d = 0$. Hal ini mengakibatkan tidak terkopelnya gerakan antara translasi dan rotasi dari sistem utama. Adapun grafik waterfall dari RMS percepatan untuk $r_L = 1$ dengan perubahan r_i dan r_f ditunjukkan pada gambar 4.26.



Gambar 4.28 Grafik waterfall untuk respon percepatan sudut dengan perubahan r_f untuk $r_L = 1$

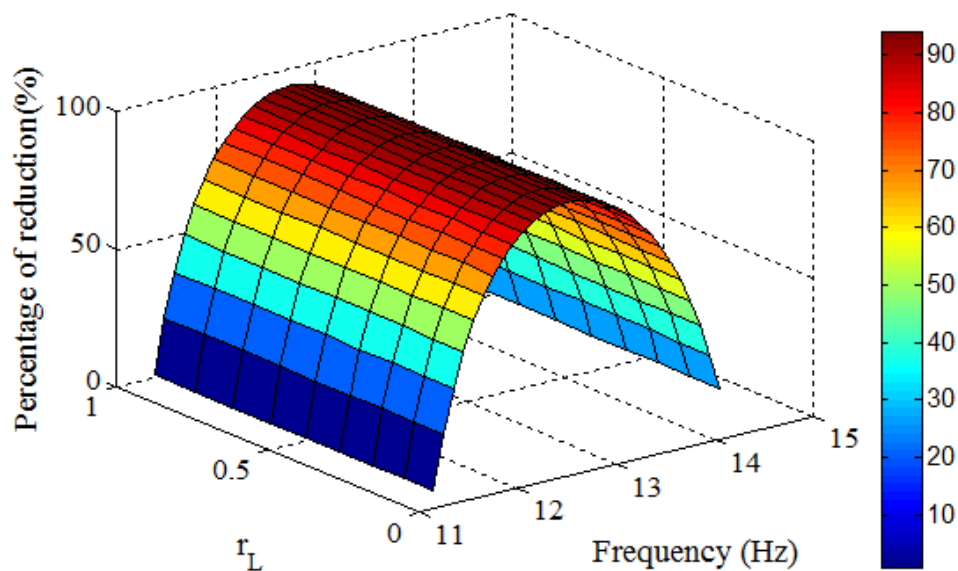
Pada Gambar 4.27, respon angular acceleration sistem meningkat seiring dengan bertambahnya rasio frekuensi eksitasi pada $r_L = 1$ hingga rasio frekuensi 0,9941 untuk rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$, rasio frekuensi 0,9742 untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$ dan rasio frekuensi 0,9543 untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon angular acceleration sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 1,392 untuk $I_a = \frac{1}{40} I_s$; 1,372 untuk $I_a = \frac{1}{20} I_s$; dan 1,352 untuk $I_a = \frac{1}{10} I_s$. Pada rasio frekuensi tersebut, daerah lembah terbentuk. Pada rasio $I_a = \frac{1}{40} I_s$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi, namun pada rasio tersebut tidak terbentuk puncak kedua. Pada rasio ini terbentuk satu puncak resonansi. Kondisi ini menunjukkan bahwa *DDVA-dependent* cenderung membentuk *single DVA* sehingga hanya terbentuk satu frekuensi natural. Pada rasio $I_a = \frac{1}{20} I_s$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 6,541 dan terbentuk puncak kedua. Begitu juga pada rasio $I_a = \frac{1}{10} I_s$ nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi

nilai frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 4,672 dan terbentuk puncak kedua. Pada rasio frekuensi eksitasi di atas rasio frekuensi tersebut, nilai percepatan sudut sistem semakin meningkat dengan semakin tinggi rasio frekuensi eksitasi yang diberikan. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan sudut terus meningkat seiring dengan rasio frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.

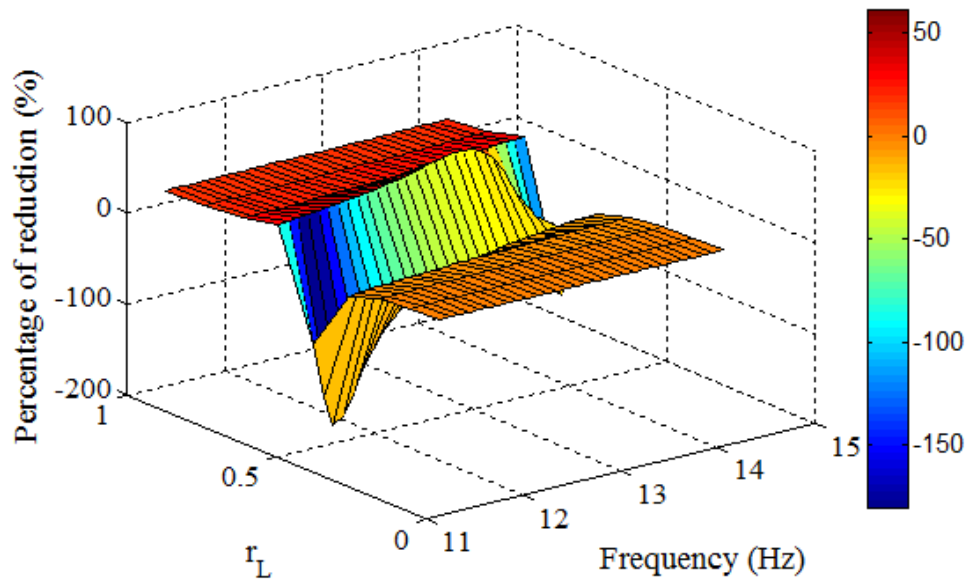
4.4 Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut

4.4.1 Pada variasi rasio jarak

Variasi parameter pada *DDVA-dependent* dilakukan untuk mendapatkan parameter yang mampu meredam getaran arah translasi dan rotasi yang optimum pada rentang fekuensi tertentu. Simulasi penurunan percepatan dan percepatan sudut dilakukan dengan memberikan parameter DVA untuk inersia massa *absorber* sebesar $I_a = I_s/10$ dan pada rentang frekuensi 11,38 – 14,28 Hz, dikarenakan pada rentang frekuensi ini untuk arah translasi terjadi penurunan getaran yang sangat baik. Grafik respon hasil dari simulasi dapat dilihat pada Gambar 4.29.



(a) Arah Translasi



(b) Arah Rotasi

Gambar 4.29 Grafik penurunan percepatan dan percepatan sudut terhadap variasi rasio jarak (r_L)

Pada Gambar 4.29(a) menunjukkan bahwa penurunan percepatan semakin meningkat dengan semakin besarnya frekuensi eksitasi yang diberikan dan cenderung konstan terhadap perubahan rasio jarak (r_L). pada arah rotasi (Gambar 4.29(b)), variasi jarak sangat mempengaruhi penurunan percepatan sudut sistem utama. Semakin besar rasio jarak penurunan percepatan sudutnya semakin besar. Besarnya prosentase pengurangan percepatan dan percepatan sudut pada variasi jarak dirangkum pada tabel 4.6.

Berdasarkan tabel 4.6 kemampuan DDVA dalam meredam getaran arah translasi adalah cenderung sama pada setiap jarak yang berbeda. Rasio jarak kantilever *absorber* tidak mempengaruhi kemampuan DVA dalam mengurangi getaran arah translasi. Prosentase pengurangan terbesar didapatkan ketika DVA berada pada frekuensi 12,78 Hz yaitu sebesar 94,1681 %, hal ini dikarenakan frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem utama. Sedangkan untuk arah rotasi variasi jarak berpengaruh dalam pengurangan getaran arah rotasi. Pengurangan getaran terbesar di dapatkan ketika DVA dipasang pada $R_L = 1$. Pada rasio jarak ini semakin besar frekuensi eksitasi yang diberikan, prosentase pengurangan getarannya juga semakin besar. Prosentase pengurangan maksimal yang diberikan yaitu sebesar 16,7781 % pada frekuensi 14,28 Hz.

Tabel 4.6 Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Jarak (r_L)

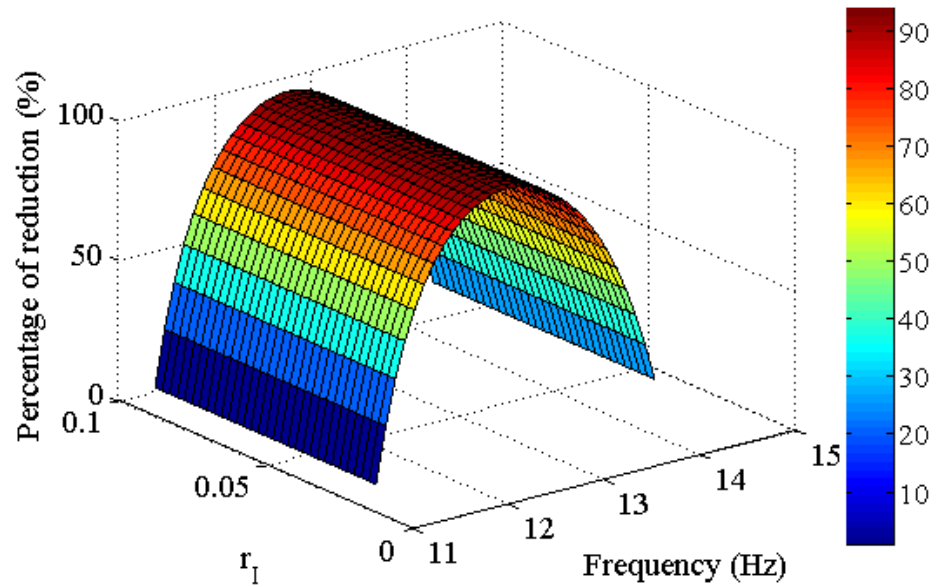
Frekuensi (Hz)	Prosentase penurunan getaran pada $r_1 = 1/10$					
	$r_L = 1/3$		$r_L = 1/2$		$r_L = 1$	
	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)
11.38	0.9206	-0.1841	0.9487	-85.8573	0.9234	14.7493
11.58	36.6315	-0.1774	36.632	-180.071	36.6332	14.8142
11.88	67.5824	-0.1684	67.5774	-126.844	67.5832	14.934
12.18	83.7748	-0.1642	83.7731	-79.8886	83.7752	15.077
12.48	91.8784	-0.1793	91.8779	-56.3498	91.8786	15.2309
12.78	94.1683	-0.2233	94.1681	-42.9467	94.1685	15.3878
13.08	91.1028	-0.2637	91.1025	-34.4135	91.103	15.5757
13.38	83.3218	-0.2743	83.3212	-28.5148	83.3222	15.8174
13.68	69.6842	-0.2685	69.6833	-24.2082	69.6849	16.1028
13.98	47.4775	-0.2585	47.4761	-20.9394	47.4787	16.4228
14.28	12.8246	-0.246	12.8226	-18.3785	12.8266	16.7781

Dengan adanya penambahan *DDVA* dengan perubahan r_L pada inersia masa *absorber* yang besarnya sama, respon getaran yang terjadi sama untuk arah translasi, tidak berpengaruh terhadap kemampuan dalam mengurangi getaran sistem utama, dimana pada variasi jarak kantilever *absorber* respon pengurangan percepatan sistem sama untuk rasio inersia massa *absorber* yang sama.

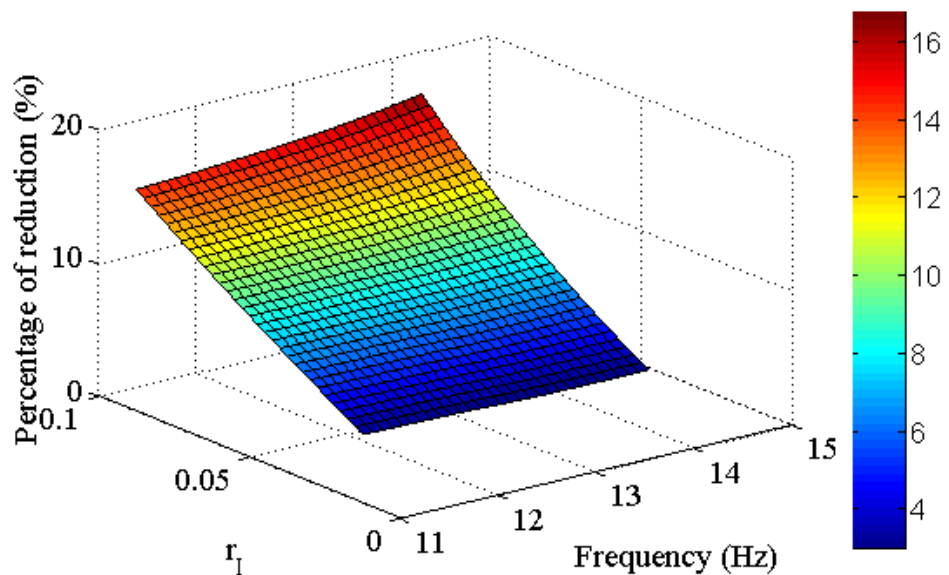
4.4.2 Pada variasi rasio inersia

Simulasi pengurangan getaran untuk variasi inersia massa *absorber* dilakukan dengan memberikan jarak $R_L = 1$ pada kantilever *absorber*. Frekuensi eksitasi yang diberikan pada rentang 11,38 Hz – 14,28 Hz. Hasil responnya ditampilkan pada Gambar 4.30. Pada Gambar 4.30(a) menunjukkan bahwa penurunan percepatan semakin meningkat dengan semakin besarnya frekuensi eksitasi yang diberikan dan cenderung konstan terhadap perubahan rasio inersia masa (R_I). pada arah rotasi (Gambar 4.30(b)), variasi inersia sangat mempengaruhi penurunan percepatan sudut sistem utama. Semakin besar rasio

inertia masa *absorber* penurunan percepatan sudutnya semakin besar. Besarnya prosentase pengurangan percepatan dan percepatan sudut pada variasi inertia *absorber* dirangkum pada tabel 4.7.



(a) Arah Translasi



(b) Arah Rotasi

Gambar 4.30 Grafik penurunan percepatan dan percepatan sudut terhadap variasi rasio inertia (r_I)

Tabel 4.7 Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Inersia (r_I)

Frekuensi (Hz)	Prosentase penurunan getaran pada $r_L = 1$					
	$r_I = 1/40$		$r_I = 1/20$		$r_I = 1/10$	
	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)	Percepatan (%)	Percepatan sudut (%)
11.38	0.9213	3.2917	0.9219	6.8525	0.9234	14.7493
11.58	36.6319	3.2696	36.6323	6.833	36.6332	14.8142
11.88	67.5826	3.2404	67.5828	6.8114	67.5832	14.934
12.18	83.7749	3.2121	83.775	6.7944	83.7752	15.077
12.48	91.8784	3.1699	91.8785	6.7677	91.8786	15.2309
12.78	94.1684	3.1044	94.1684	6.7219	94.1685	15.3878
13.08	91.1029	3.0464	91.1029	6.6864	91.103	15.5757
13.38	83.3219	3.0211	83.322	6.6851	83.3222	15.8174
13.68	69.6844	3.0153	69.6845	6.7052	69.6849	16.1028
13.98	47.4777	3.0168	47.478	6.7349	47.4787	16.4228
14.28	12.825	3.0241	12.8254	6.7725	12.8266	16.7781

Berdasarkan tabel 4.7 kemampuan DDVA dalam meredam getaran arah translasi adalah cenderung sama pada inersia massa *absorber* yang berbeda. Rasio inersia massa *absorber* tidak mempengaruhi kemampuan DVA dalam mengurangi getaran arah translasi. Prosentase pengurangan terbesar didapatkan ketika DVA berada pada frekuensi 12,78 Hz yaitu sebesar 94,1684 %, hal ini dikarenakan frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem utama. Sedangkan untuk arah rotasi variasi inersia massa *absorber* berpengaruh dalam pengurangan getaran arah rotasi. Semakin besar rasio r_I yang diberikan maka pengurangan getarannya juga semakin besar. Pengurangan getaran terbesar di dapatkan ketika rasio $r_I = 1/10$. Pada rasio inersia massa ini semakin besar frekuensi eksitasi yang diberikan, prosentase pengurangan getarannya juga semakin besar. Prosentase pengurangan getaran maksimal yang diberikan yaitu sebesar 16,7781 % pada frekuensi 14,28 Hz.

4.5 Perbandingan Simulasi *DDVA-dependent* dan *DDVA-independent*

Perbandingan hasil simulasi respon getaran sistem dengan penambahan *DDVA-dependent* dan *DDVA-independent* dilakukan pada rasio inersia *absorber* sebesar $I_a = \frac{1}{10}I_s$, karena pada rasio inersia ini respon getarannya lebih baik dalam mengurangi getaran sistem utama. Rasio jarak kantilever *absorber* yang digunakan adalah $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$ karena pada kedua rasio ini respon getarannya lebih baik dalam mengurangi getaran sistem utama.

4.5.1 Pada Arah Translasi

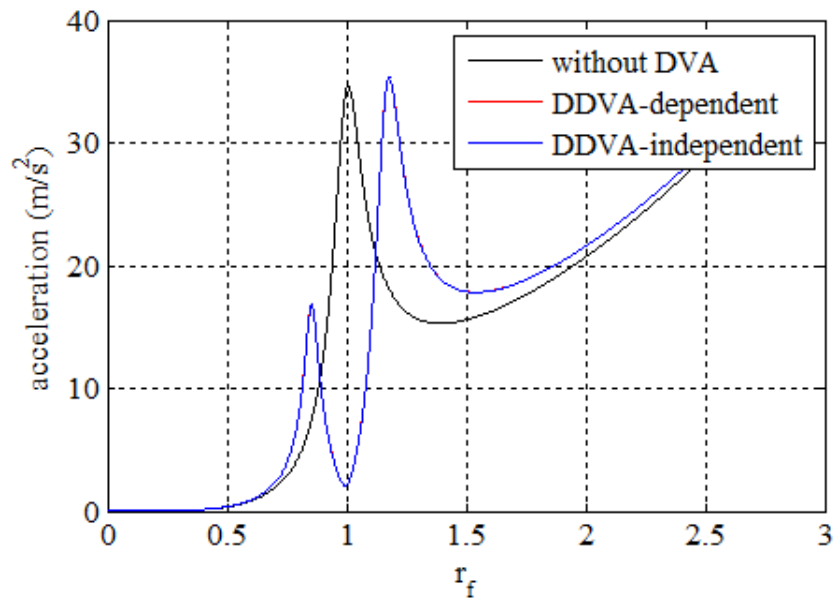
Dari gambar 4.31 menunjukkan respon getaran sistem tanpa *DVA*, dengan *DDVA-dependent* dan dengan *DDVA-independent* arah translasi. Pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$, pada sistem dengan *DDVA-dependent* puncak resonansi pertama terjadi pada $r_f = 0,8533$ dengan nilai acceleration sebesar 16,8 dan puncak resonansi kedua terjadi pada $r_f = 1,177$ dengan nilai acceleration sebesar 35,31. Sedangkan pada sistem dengan *DDVA-independent* puncak resonansi pertama juga terjadi terjadi pada $r_f = 0,8533$ dengan nilai acceleration sebesar 16,8 dan puncak resonansi kedua terjadi pada $r_f = 1,177$ dengan nilai acceleration sebesar 35,31. Pada rasio $r_L = 1$, pada sistem dengan *DDVA-dependent* puncak resonansi pertama terjadi pada $r_f = 0,8533$ dengan nilai acceleration sebesar 16,8 dan puncak resonansi kedua terjadi pada $r_f = 1,177$ dengan nilai acceleration sebesar 35,31. Sedangkan pada sistem dengan *DDVA-independent* puncak resonansi pertama juga terjadi terjadi pada $r_f = 0,8533$ dengan nilai acceleration sebesar 16,8 dan puncak resonansi kedua terjadi pada $r_f = 1,177$ dengan nilai acceleration sebesar 35,31.

Tabel 4.8 Perbandingan Prosentase Penurunan Percepatan *DDVA-dependent* dan *DDVA-independent*

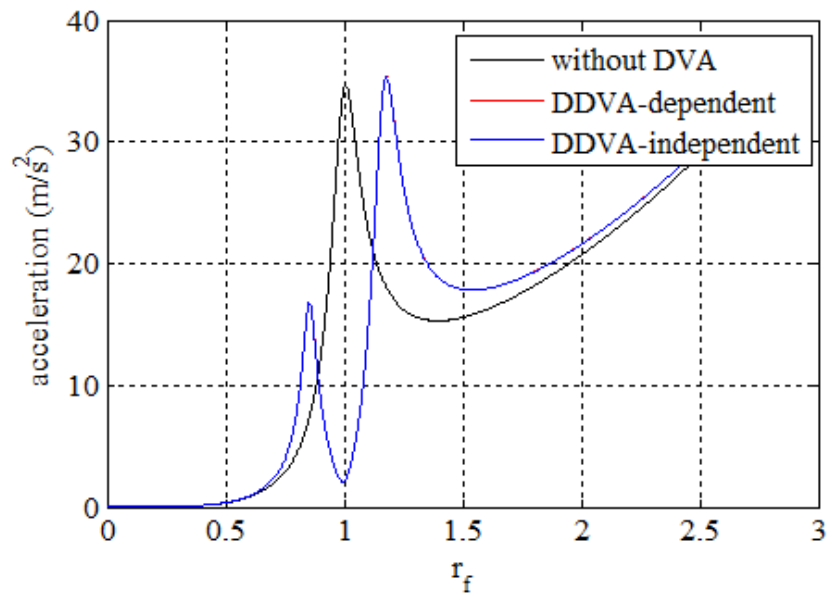
Frekuensi (Hz)	Prosentase penurunan arah translasi			
	RL= ½		RL= 1	
	DDVA- Dependent (%)	DDVA- Independent (%)	DDVA- Dependent (%)	DDVA- Independent (%)
11.38	0.9487	0.9521	0.9234	0.9459
11.58	36.632	36.6508	36.6332	36.6469
11.88	67.5774	67.5916	67.5832	67.5897

12.18	83.7731	83.779	83.7752	83.7782
12.48	91.8779	91.8804	91.8786	91.88
12.78	94.1681	94.1696	94.1685	94.1694
13.08	91.1025	91.1045	91.103	91.1041
13.38	83.3212	83.3271	83.3222	83.3234
13.68	69.6833	69.6954	69.6849	69.6857
13.98	47.4761	47.4957	47.4787	47.4767
14.28	12.8226	12.8529	12.8266	12.8183

Fenomena yang terjadi pada kondisi ini menunjukkan bahwa pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$, untuk arah translasi tidak ada perbedaan respon getaran untuk sistem yang ditambahkan *DDVA-dependent* dengan sistem yang ditambahkan *DDVA-independent*. Kedua *DVA* ini mampu mereduksi getaran sistem utama ketika sistem bekerja pada kondisi rasio frekuensi yang mengalami resonansi yang besar. Hal ini juga ditunjukkan pada tabel 4.8 nilai prosentase pengurangan getaran pada *DDVA-dependent* dan *DDVA-independent* untuk arah translasi menunjukkan nilai yang hampir sama pada rentang frekuensi yang sama yaitu 11,38 Hz – 14,28 Hz. Nilai pengurangan terbesar terletak pada frekuensi 12,78 Hz, dengan besarnya pengurangan sebesar 94,1681 % untuk *DDVA-dependent* dan 94,1696 % untuk *DDVA-independent*, hal ini terjadi pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$. Pada rasio $r_L = 1$, besarnya pengurangan sebesar 94,1685 % untuk *DDVA-dependent* dan 94,1694 % untuk *DDVA-independent*.



(a) Pada $r_L = \frac{1}{2}$



(b) Pada $r_L = 1$

Gambar 4.31. Perbandingan respon percepatan without *DVA*, *DDVA-dependent* dan *DDVA-independent*

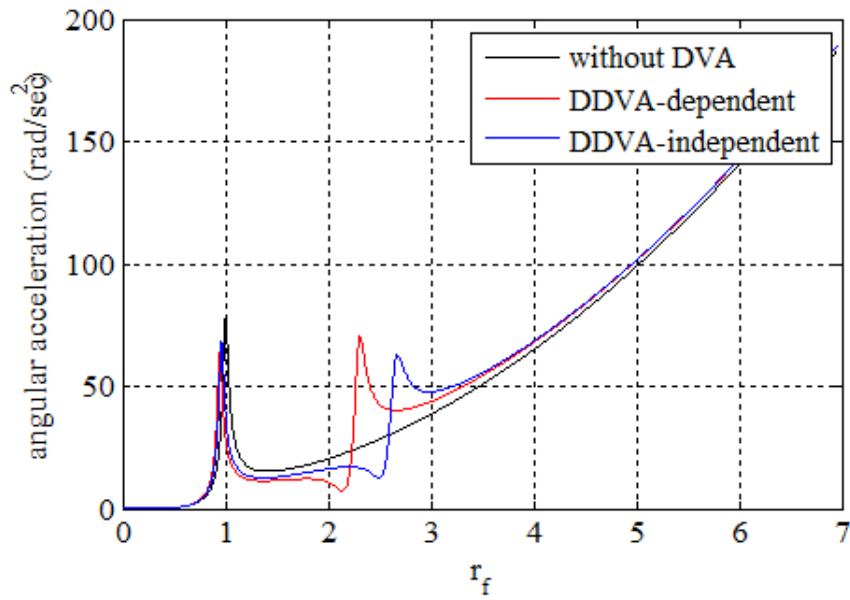
4.5.2 Pada Arah Rotasi

Dari gambar 4.32 menunjukkan bahwa pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$, untuk arah rotasi ada perbedaan respon getaran untuk sistem yang ditambahkan

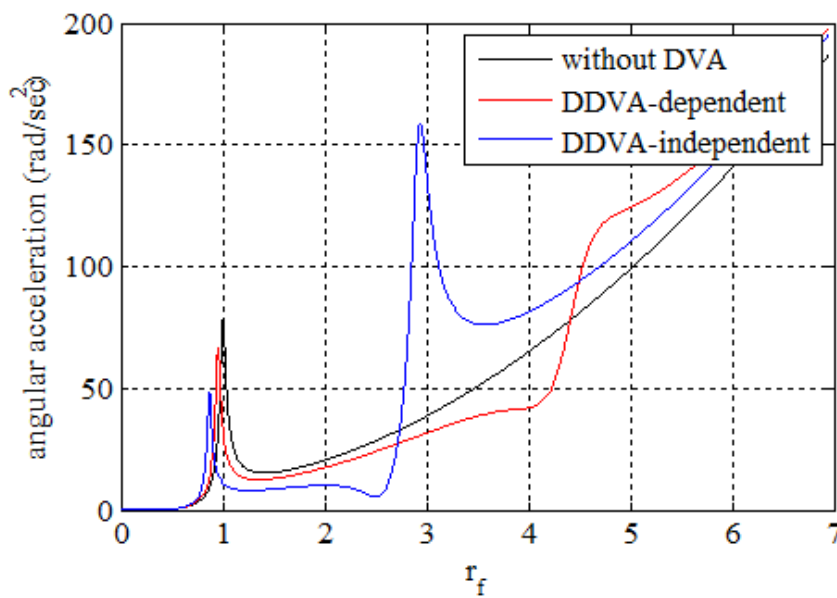
DDVA-dependent dengan sistem yang ditambahkan *DDVA-independent*. Pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$, pada sistem dengan *DDVA-dependent* puncak resonansi pertama terjadi pada $r_f = 0,9464$ dengan nilai angular acceleration sebesar 63,98 dan puncak resonansi kedua terjadi pada $r_f = 2,31$ dengan nilai angular acceleration sebesar 70,38. Sedangkan pada sistem dengan *DDVA-independent* puncak resonansi pertama terjadi pada $r_f = 0,9623$ dengan nilai angular acceleration sebesar 68,23 dan puncak resonansi kedua terjadi pada $r_f = 2,672$ dengan nilai angular acceleration sebesar 62,99. Pada rasio $r_L = 1$, pada sistem dengan *DDVA-dependent* puncak resonansi pertama terjadi pada $r_f = 0,9543$ dengan nilai angular acceleration sebesar 66,39 dan puncak resonansi kedua terjadi pada $r_f = 4,672$ dengan nilai angular acceleration sebesar 153,8. Sedangkan pada sistem dengan *DDVA-independent* puncak resonansi pertama terjadi pada $r_f = 0,8688$ dengan nilai angular acceleration sebesar 48,15 dan puncak resonansi kedua terjadi pada $r_f = 2,937$ dengan nilai angular acceleration sebesar 158,7.

Tabel 4.9 Perbandingan Prosentase Penurunan Percepatan Sudut DDVA-dependent dan DDVA-independent

Frekuensi (Hz)	Prosentase penurunan arah rotasi			
	RL= 1/2		RL= 1	
	DDVA- Dependent (%)	DDVA- Independent (%)	DDVA- Dependent (%)	DDVA- Independent (%)
11.38	-85.8573	29.8431	14.7493	62.5029
11.58	-180.071	32.607	14.8142	65.3268
11.88	-126.844	37.9892	14.934	70.1315
12.18	-79.8886	45.3422	15.077	75.4579
12.48	-56.3498	53.8704	15.2309	80.2197
12.78	-42.9467	48.6034	15.3878	80.3252
13.08	-34.4135	-17.3819	15.5757	70.2659
13.38	-28.5148	-98.2301	15.8174	48.9462
13.68	-24.2082	-81.7222	16.1028	13.281
13.98	-20.9394	-57.7035	16.4228	-47.0341
14.28	-18.3785	-42.9343	16.7781	-152.506



(a) Pada $r_L = \frac{1}{2}$



(b) Pada $r_L = 1$

Gambar 4.32 Perbandingan respon percepatan sudut without *DVA*, *DDVA-dependent* dan *DDVA-independent*

Tabel 4.9 menunjukkan pengurangan percepatan sudut sistem dengan DDVA-dependent dan sistem dengan DDVA-independent pada rentang frekuensi 11,38 Hz – 14,28 Hz. Pada $r_L = \frac{1}{2}$, untuk DDVA-dependent prosentase yang diberikan menunjukkan angka negative (-), hal ini menunjukkan bahwa pada

rentang frekuensi ini tidak terjadi pengurangan getaran, getaran yang terjadi akibat penambahana DDVA dependent malah semakin besar. Untuk DDVA-dependent terjadi pengurangan getaran, meskipun tidak pada semua frekuensi. Pada frekuensi 13,08 dan seterusnya, getaran yang terjadi malah semakin besar. Pada $r_L = 1$, untuk DDVA-dependent terjadi pengurangan getaran, semakin besar frekuensi yang diberikan maka pengurangan getaran yang terjadi juga semakin besar. Prosentase pengurangan getaran paling besar terjadi pada frekuensi 14,28 Hz dengan nilai 16,7781 %. Untuk DDVA-independent, pengurangan yang terjadi malah semakin besar, peengurangan paling besar terjadi pada frekuensi 12,78 Hz dengan nilai prosentase 80,3252 %.

Dengan melihat fenomena tersebut, tampak bahwa sistem dengan penambahan *DDVA-independent* lebih baik bila dibandingkan dengan sistem dengan penambahan *DDVA-dependent* dalam meredam getaran arah rotasi sistem utama. Hal ini dikarenakan sistem dengan penambahan *DDVA-independent* merupakan sistem yang terkopel, sehingga getaran arah translasi pada *DVA* mempengaruhi getaran arah translasi dan rotasi sistem utama.

4.6 Validasi Hasil Simulasi dengan Eksperimen

Validasi data hasil simulasi perlu dilakukan untuk membuktikan bahwa hasil simulasi dapat mewakili kondisi fisik dari sistem. Validasi data dilakukan dengan pengambilan data pada frekuensi 7,45-19,90 Hz dalam kondisi sistem tanpa penambahan *DDVA-dependent* dan sistem dengan penambahan *DDVA-dependent*. Untuk sistem dengan penambahan *DDVA-dependent*, rasio inersia massa *absorber* yang digunakan adalah 1/10 pada $r_L = 1$.

4.6.1 Sistem tanpa Penambahan *DDVA-dependent*

a. Hasil respon percepatan sistem tanpa *DVA*

Eksitasi periodik diberikan baik pada simulasi maupun pada eksperimen. Beda fase yang digunakan sebesar 90^0 dengan variasi frekuensi 7,96 Hz sampai 12,98 Hz. Berdasarkan Gambar 4.33, respon percepatan hasil eksperimen memiliki kecenderungan *trendline* yang sama dengan hasil simulasi sistem tanpa *DVA*. Pada sistem tanpa penambahan *DVA*, nilai percepatan pada frekuensi natural hasil eksperimen mendekati nilai percepatan hasil simulasi. Persentase

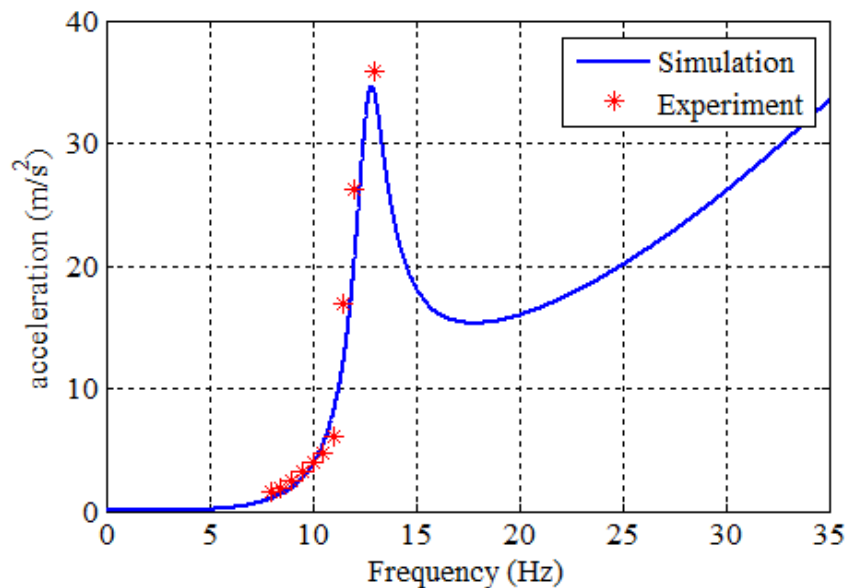
selisih antara hasil simulasi dan eksperimen dirangkum dalam Tabel 4.10. pada gambar 4.33 terlihat jelas bahwa pada simulasi nilai puncak rms percepatan dari hasil eksperimen sebesar $35,8789 \text{ m/s}^2$, sedangkan nilai puncak rms percepatan dari hasil simulasi sebesar $34,3472 \text{ m/s}^2$. Dengan demikian secara perhitungan besar eror yang terjadi pada puncak dari rms percepatan adalah sebesar:

$$\% \text{ error} = \frac{35,8798 - 34,3472}{35,8789} \times 100\% = 4,27\%$$

Tabel 4.10 Hasil perbandingan RMS Percepatan sistem tanpa *DVA*

Frekuensi (Hz)	Percepatan		% error
	Eksperimen (m/s^2)	Simulasi (m/s^2)	
7,96	1,5364	0,9845	35,92
8,48	1,9297	1,3780	28,59
8,98	2,5365	1,9043	24,92
9,5	3,2083	2,6783	16,52
10	3,9377	3,7614	4,47
10,5	4,7605	5,3809	13,03
11	6,1618	7,92334	28,58
11,48	16,8607	11,9596	29,07
11,98	26,1729	19,2334	26,51
12,98	35,8798	34,3472	4,27
Error rata-rata			21,19

Perbandingan rms percepatan hasil eksperimen dan simulasi sistem tanpa *DVA* menunjukkan rms percepatan pada eksperimen lebih besar dari pada rms percepatan simulasi. Hal ini disebabkan gaya eksitasi pada motor ketika bekerja pada kondisi berlebih karena frekuensi operasinya mendekati frekuensi tunggal maka resonansi getaran yang dihasilkan besar, disebabkan kemungkinan tersalurnya sebagian getaran dari sistem pada meja dudukan yang digunakan saat melakukan penelitian. Kondisi seperti ini menyebabkan resonansi getaran yang dihasilkan lebih tinggi dari respon getaran pada simulasi.



Gambar 4.33 Perbandingan respon percepatan sistem tanpa *DVA*

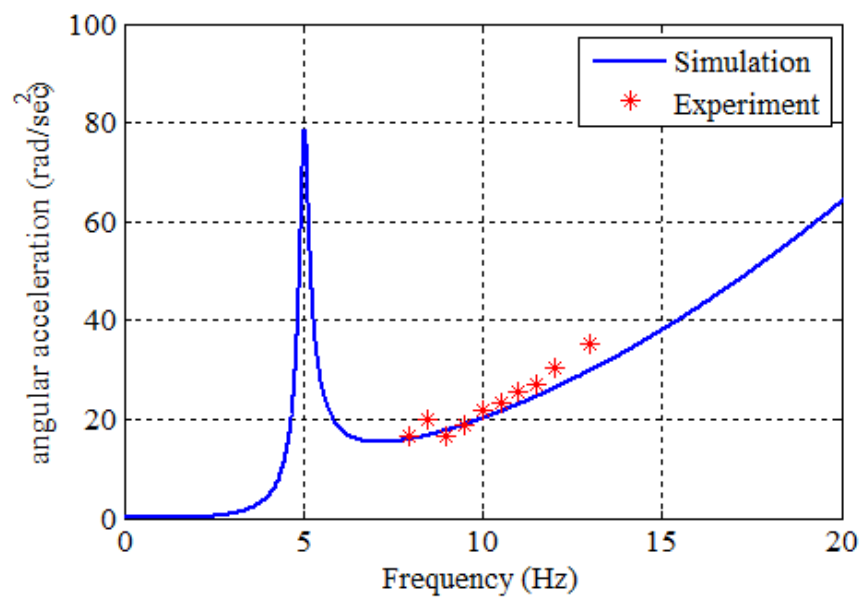
b. Hasil respon percepatan sudut sistem tanpa *DVA*

Berdasarkan Gambar 4.34, respon percepatan sudut hasil eksperimen memiliki kecenderungan *trendline* yang sama dengan hasil simulasi sistem tanpa *DVA*. Persentase selisih antara hasil simulasi dan eksperimen dirangkum dalam Tabel 4.11.

Pada frekuensi eksitasi sebesar 12,98 Hz RMS percepatan sudut hasil eksperimen bernilai 35,17496 rad/s², sedangkan hasil simulasi bernilai 29,7763 rad/s². Dengan demikian pada frekuensi ini terjadi error antara hasil eksperiment dan simulasi sebesar:

$$\% \text{ error} = \frac{35,17496 - 29,7763}{35,17496} \times 100\% = 15,35 \%$$

Perbandingan rms percepatan sudut hasil eksperimen dan simulasi sistem tanpa *DVA* menunjukkan rms percepatan sudut pada eksperimen lebih besar dari pada rms percepatan sudut simulasi. Hal ini disebabkan adanya gaya eksitasi tambahanyang diberikan oleh rotor dari motor listrik ketika bekerja pada frekuensi tinggi. Sehingga resonansi getaran yang dihasilkan dari eksperimen lebih tinggi dari respon getaran pada simulasi.



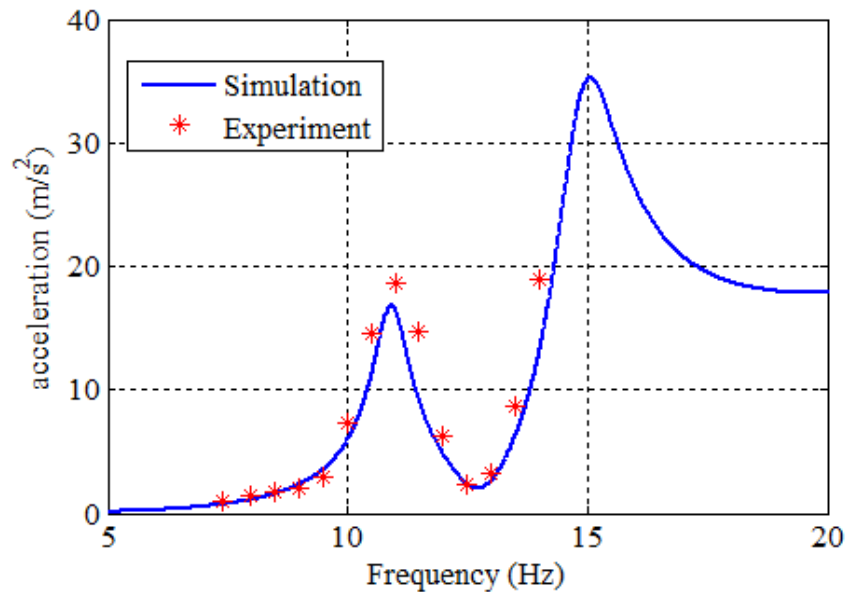
Gambar 4.34 Perbandingan respon percepatan sudut sistem tanpa *DVA*

Tabel 4.11 Hasil perbandingan RMS Percepatan sudut sistem tanpa *DVA*

Frekuensi (Hz)	Percepatan Sudut		% error
	Eksperimen (m/s ²)	Simulasi (m/s ²)	
7.96	16,6355	15,9457	4,15
8,48	19,89281	16,7556	15,77
8,98	16,59437	17,7305	6,85
9,5	19,01664	18,9131	0,54
10	21,67582	20,1762	6,92
10,5	23,49835	21,5536	8,28
11	25,49614	23,0353	9,65
11,48	26,88051	24,5451	8,69
11,98	30,25155	26,2128	13,35
12,98	35,17496	29,7763	15,35
Error rata-rata			8,95

4.6.2 Sistem dengan Penambahan *DDVA-dependent*

a. Hasil respon percepatan sistem dengan *DVA*



Gambar 4.35 Perbandingan respon percepatan sistem dengan *DVA*

Berdasarkan Gambar 4.35, respon percepatan hasil eksperimen memiliki kecenderungan *trendline* yang sama dengan hasil simulasi sistem dengan *DVA*. Pada sistem dengan penambahan *DVA*, puncak pada frekuensi natural pertama dan kedua hasil eksperimen berbeda cukup jauh dibandingkan pada frekuensi lain. Hal ini disebabkan karena pengambilan data tidak tepat pada frekuensi natural dari sistem. Kondisi ini disebabkan frekuensi pada *inverter* tidak sesuai dengan frekuensi *output* dari motor sehingga frekuensi yang digunakan adalah frekuensi hasil pengukuran dengan *tachometer*.

Persentase selisih antara hasil simulasi dan eksperimen dirangkum dalam Tabel 4.12. Pada frekuensi 11,48 nilai rms percepatan dari hasil eksperimen sebesar 14,7866 m/s², sedangkan nilai puncak rms percepatan dari hasil simulasi sebesar 9,3046 m/s². Dengan demikian secara perhitungan besar error yang terjadi pada puncak dari rms percepatan adalah sebesar:

$$\% \text{ error} = \frac{14,7866 - 9,3046}{14,7866} \times 100 \% = 37,07 \%$$

Besarnya error pada frekuensi tinggi di atas diakibatkan karena tersalurnya sebagian getaran dari sistem ke meja yang digunakan dalam penelitian. Kondisi

ini hanya terjadi ketika sistem diberi gaya eksitasi yang cukup tinggi, sehingga meja yang digunakan sebagai dudukan dalam penelitian juga ikut bergetar.

Tabel 4.12 Hasil perbandingan RMS Percepatan sistem dengan *DVA*

Frekuensi (Hz)	Percepatan		% error
	Eksperimen (m/s^2)	Simulasi (m/s^2)	
7,4	1,0329	0,7309	29,23
7,96	1,3972	1,0879	22,13
8,48	1,7148	1,5876	7,42
8,98	2,0680	2,3284	12,59
9,5	2,9518	3,6136	22,41
10	5,2736	5,9717	13,23
10,5	9,5887	11,29778	17,82
11	13,6739	16,4179	20,07
11,48	14,7866	9,3046	37,07
11,98	6,2300	4,8855	21,58
12,47	2,3655	2,4866	5,12
12,98	3,1996	2,6288	17,84
13,48	8,6627	6,14934	29,01
13,98	18,9742	12,8121	32,47
Error rata-rata			20,67

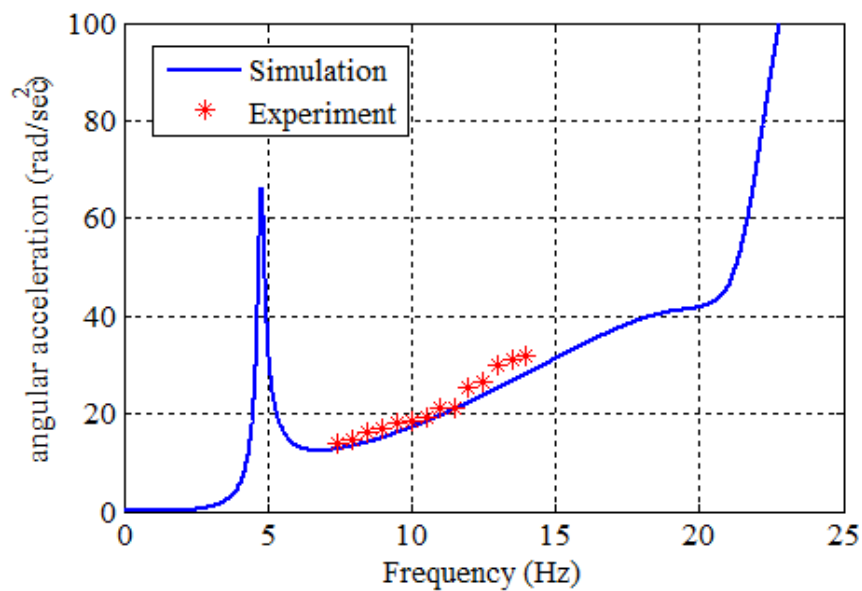
b. Hasil respon percepatan sudut sistem dengan *DVA*

Berdasarkan Gambar 4.36, respon percepatan sudut hasil eksperimen memiliki kecenderungan *trendline* yang sama dengan hasil simulasi sistem dengan *DVA*. Persentase selisih antara hasil simulasi dan eksperimen dirangkum dalam Tabel 4.13.

Pada frekuensi eksitasi sebesar 12,98 Hz RMS percepatan sudut hasil eksperimen bernilai $29,78178 \text{ rad/s}^2$, sedangkan hasil simulasi bernilai $25,15943 \text{ rad/s}^2$. Dengan demikian pada frekuensi ini terjadi error antara hasil eksperiment dan simulasi sebesar:

$$\% \text{ error} = \frac{29,78178 - 25,15943}{25,78178} \times 100\% = 15,52 \%$$

Perbandingan rms percepatan sudut hasil eksperimen dan simulasi sistem dengan *DVA* menunjukkan rms percepatan sudut pada eksperimen lebih besar dari pada rms percepatan sudut pada simulasi. Hal ini disebabkan adanya gaya eksitasi tambahan yang diberikan oleh rotor dari motor listrik ketika bekerja pada frekuensi tinggi. Sehingga resonansi getaran yang dihasilkan dari eksperimen lebih tinggi dari respon getaran pada simulasi.



Gambar 4.36 Perbandingan respon percepatan sudut sistem dengan *DVA*

Tabel 4.13 Hasil perbandingan RMS Percepatan sistem dengan *DVA*

Frekuensi (Hz)	Percepatan		% error
	Eksperimen (m/s ²)	Simulasi (m/s ²)	
7,4	14,06804	12,7465	9,4
7.96	14,78004	13,3774	9,49
8,48	16,19631	14,1771	12,46
8,98	16,97797	15,0807	11,17
9,5	17,94437	16,1394	10,06
10	18,70001	17,2452	7,78
10,5	19,34913	18,4292	4,75

11	21,18158	19,6654	7,16
11,48	21,06286	20,9177	0,69
11,98	25,27749	22,2869	11,83
12,47	26,68324	23,6658	11,31
12,98	29,78178	25,1594	15,52
13,48	31,01956	26,6495	14,09
13,98	31,68945	28,1643	11,12
Error rata-rata			9,77

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka kesimpulan yang dapat diambil adalah sebagai berikut:

1. Pada perubahan rasio jarak (r_L) untuk rentang frekuensi 11,38 Hz – 14,28 Hz, kemampuan DDVA dalam meredam getaran arah translasi adalah cenderung sama pada setiap jarak yang berbeda. Rasio jarak kantilever absorber tidak mempengaruhi kemampuan DVA dalam mengurangi getaran arah translasi. Prosentase pengurangan terbesar didapatkan ketika DVA berada pada frekuensi 12,78 Hz yaitu sebesar 94,1681 %. Sedangkan untuk arah rotasi, perubahan rasio jarak (r_L) berpengaruh dalam pengurangan getaran arah rotasi. Pengurangan getaran terbesar di dapatkan ketika DVA dipasang pada $R_L = 1$. Pada rasio jarak ini semakin besar frekuensi eksitasi yang diberikan, prosentase pengurangan getarannya juga semakin besar. Prosentase pengurangan maksimal yang diberikan yaitu sebesar 16,7781 % pada frekuensi 14,28 Hz.
2. Pada perubahan rasio inersia massa (r_I) untuk rentang frekuensi 11,38 Hz – 14,28 Hz, kemampuan DDVA dalam meredam getaran arah translasi adalah cenderung sama pada inersia massa absorber yang berbeda. Rasio inersia massa absorber tidak mempengaruhi kemampuan DVA dalam mengurangi getaran arah translasi. Prosentase pengurangan terbesar didapatkan ketika DVA berada pada frekuensi 12,78 Hz yaitu sebesar 94,1684 %. Sedangkan untuk arah rotasi, perubahan inersia massa (r_I) berpengaruh dalam pengurangan getaran arah rotasi. Semakin besar rasio r_I yang diberikan maka pengurangan getarannya juga semakin besar. Pengurangan getaran terbesar di dapatkan ketika rasio $r_I = I_s/10$. Prosentase pengurangan getaran maksimal yang diberikan yaitu sebesar 16,7781 % pada frekuensi 14,28 Hz.

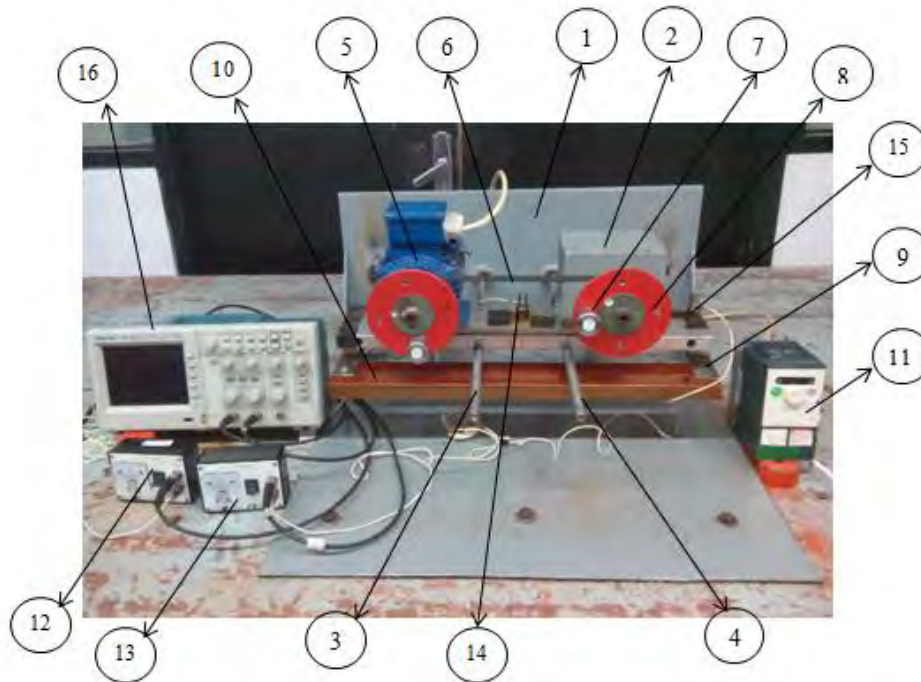
3. Pada rentang frekuensi 11,38 Hz – 14,28 Hz, kemampuan *DDVA-independent* dalam mengurangi getaran arah translasi dari sistem utama, sama dengan *DDVA-dependent* pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$. Nilai pengurangan terbesar terletak pada frekuensi 12,78 Hz, dengan besarnya pengurangan untuk *DDVA-dependent* sebesar 94,1685 % dan 94,1694 % untuk *DDVA-independent*. Sedangkan untuk arah rotasi, kemampuan *DDVA-independent* lebih baik dari pada *DDVA-dependent* dalam mereduksi getaran arah rotasi pada rasio $r_L = \frac{1}{2}$ dan $r_L = 1$. Pada frekuensi 12,78 Hz untuk rasio $r_L = 1$, besarnya pengurangan untuk *DDVA-dependent* sebesar 15,3878 % dan 80,3252 % untuk *DDVA-independent*.

5.2. Saran

Saran-saran yang dapat diberikan untuk pengembangan penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Alat uji DVA yang berada di laboratorium vibrasi perlu diperbaiki terutama pada cantilever yang digunakan untuk menopang massa utama, dibutuhkan pengunci pada base agar tidak lepas dari base saat system digetarkan pada getaran tinggi.
2. *DDVA-dependent* dapat digunakan sebagai peredam getaran system utama hanya jika dipasang pada rentang frekuensi 11,38 Hz – 14,28 Hz dengan rasio jarak $r_L = 1$ dan rasio inersia $r_I = I_s/10$.
3. Pada penelitian selanjutnya perlu dilakukan perubahan variasi jarak kantilever dimana massa absorber tidak satu pusat dengan system utama pada sumbu y.

Lampiran 1: Prototype sistem utama dengan *DDVA-dependent*



Keterangan :

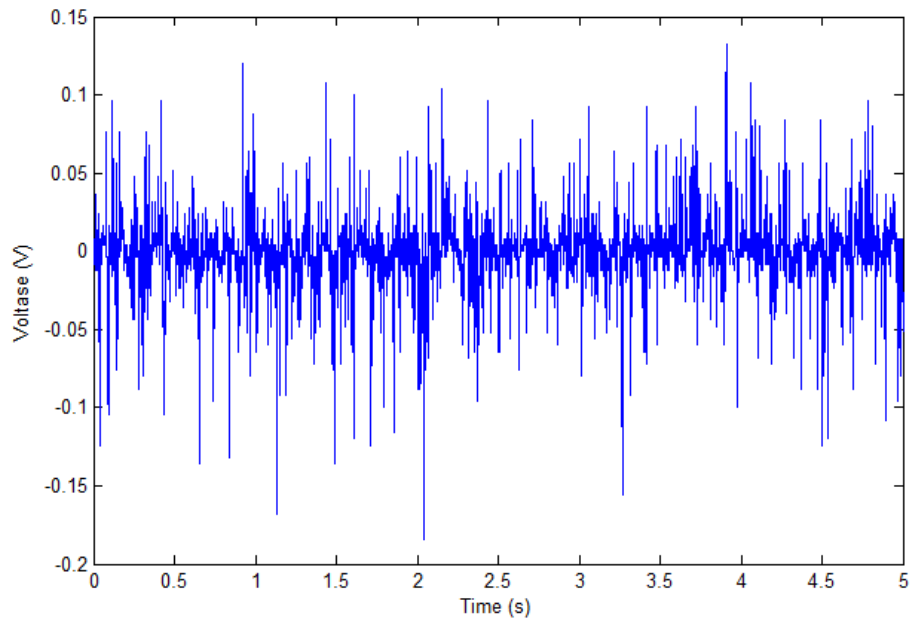
- 1 : *base*
- 2 : *pemberat*
- 3 : *cantilever beam* sistem 1
- 4 : *cantilever beam* sistem 2
- 5 : *motor*
- 6 : *belt*
- 7 : *massa unbalance*
- 8 : *piringan*
- 9 : *cantilever beam absorber*
- 10 : *absorber*
- 11 : *inverter*
- 12 : *probe* channel 1
- 13 : *probe* channel 2
- 14 : *accelerometer* channel 1
- 15 : *accelerometer* channel 2
- 16 : *osiloskop*

Lampiran 2: Tabel hasil Pengukuran Kecepatan Motor

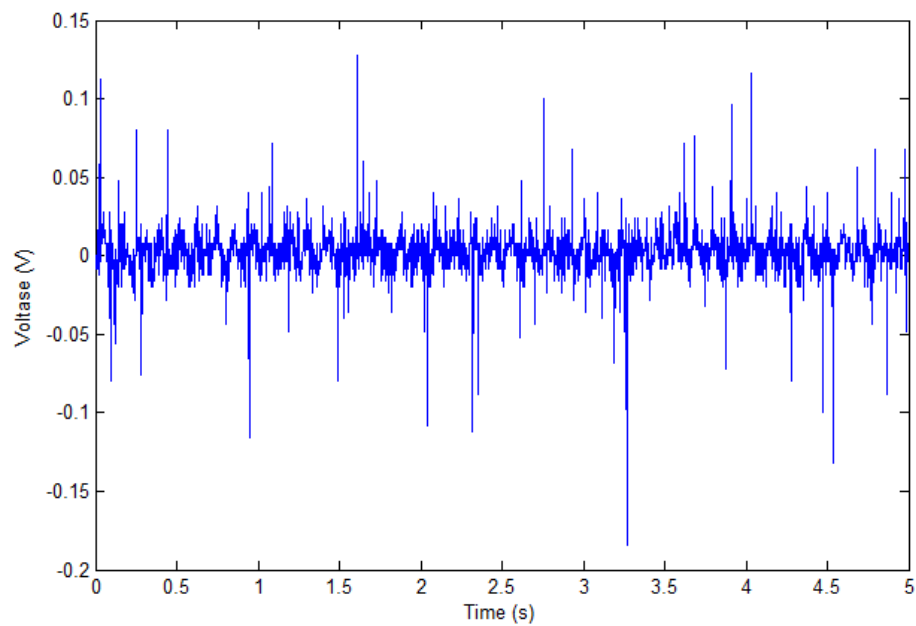
Set Point Inverter	Hasil Pengukuran Tachometer (rpm)															Rata-Rata kecepatan motor (rpm)	frekuensi output (Hz)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
10	406	448	447	446	447	446	447	447	447	447	447	447	447	447	447	444.13	7.40
11	478	478	477	477	478	477	478	478	478	478	479	478	478	478	478	477.88	7.96
12	509	509	509	509	509	508	509	509	509	508	508	508	509	508	508	508.53	8.48
13	538	539	540	540	538	530	540	539	540	539	540	540	540	540	537	538.59	8.98
14	571	570	570	570	570	570	570	570	571	570	570	570	570	570	570	570.17	9.50
15	601	600	600	600	599	600	600	600	600	600	601	600	600	600	600	600.09	10.00
16	630	629	630	630	630	630	631	629	630	630	630	629	630	630	630	629.81	10.50
17	660	661	660	660	660	660	659	660	661	659	660	660	660	659	660	659.75	11.00
18	689	688	688	689	689	689	689	689	689	689	689	689	688	689	689	688.77	11.48
19	721	719	718	719	717	717	721	720	720	717	718	716	718	719	719	718.63	11.98
20	748	747	749	750	748	749	748	749	749	748	748	744	749	749	749	748.29	12.47
21	779	779	778	779	779	778	778	780	778	779	778	779	780	781	779	778.98	12.98
22	807	809	808	808	808	808	809	808	809	809	809	811	809	810	809	808.55	13.48
23	838	838	838	839	839	838	839	839	839	839	839	838	840	840	839	838.71	13.98
24	867	868	868	870	869	868	868	868	869	868	868	869	868	868	869	868.18	14.47
25	895	895	894	895	895	894	894	894	893	893	894	894	893	893	894	893.95	14.90

Lampiran 3: Pengolahan data dengan DVA

Gambar 1 dan 2 berikut ini merupakan gambar voltase yang ditampilkan oleh channel 1 dan channel 2 sebelum dilakukan filtering. Data diambil dengan memberukan frekuensi sebesar 7,4 Hz pada kondisi dengan DVA.



Gambar 1. Data channel 1

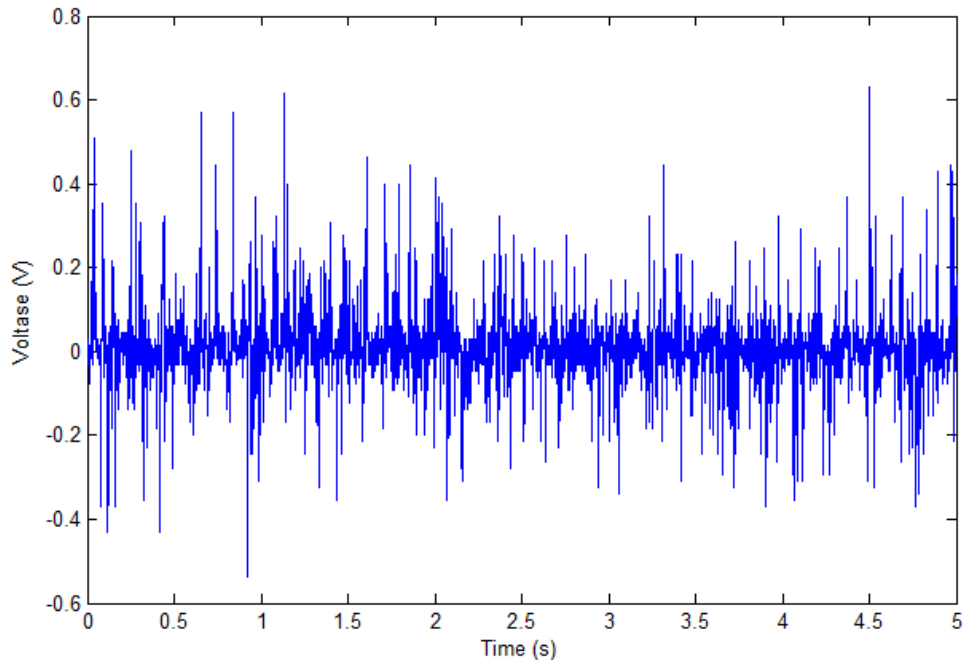


Gambar 2. Data channel 2

Data yang ada pada channel 1 merupakan data untuk gerak translasi. Sedangkan data untuk gerak rotasi, dicari dengan menggunakan formula berikut:

$$(CH2-CH1)/0.26$$

Sehingga diperoleh voltase untuk gerak rotasi seperti dalam gambar 3 berikut:



Gambar 3. Data voltase rotasi

Data pada gambar 1 dan 3 harus dilakukan proses smoothing terlebih dahulu, sehingga diperoleh data sebagaimana pada gambar 4 dan gambar 5. Data hasil filter pada gambar 4 dan gambar 5 masih berupa RMS voltase, untuk mengubah menjadi RMS percepatan maka dilakukan proses perhitungan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$percepatan = \frac{G_1}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{100}$$

Dimana:

G_1 = data pada kolom dan baris G_1

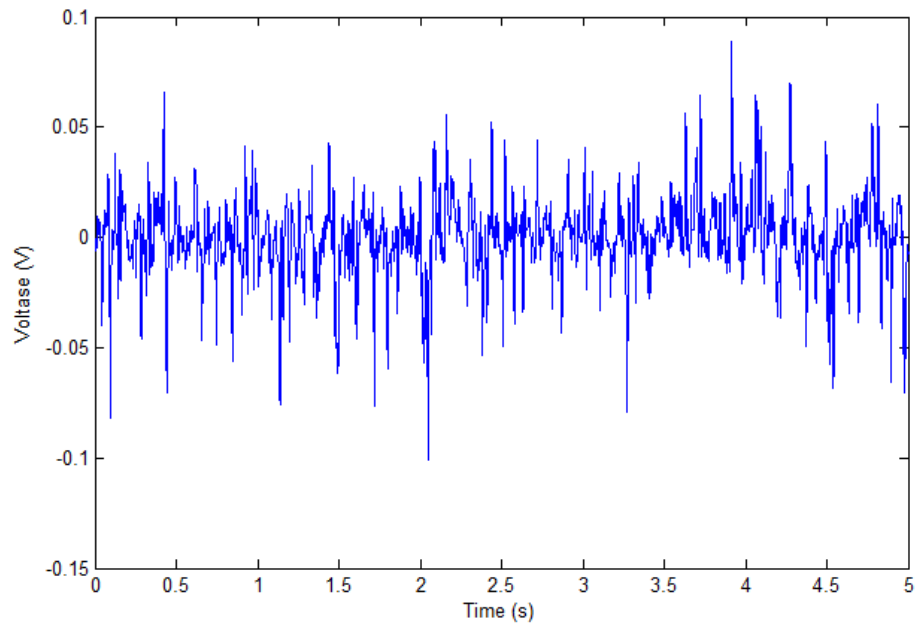
V = sensitivitas accelero [satuan Volt] = 0.01 Volt

g = percepatan gravitasi [9.81 m/s^2]

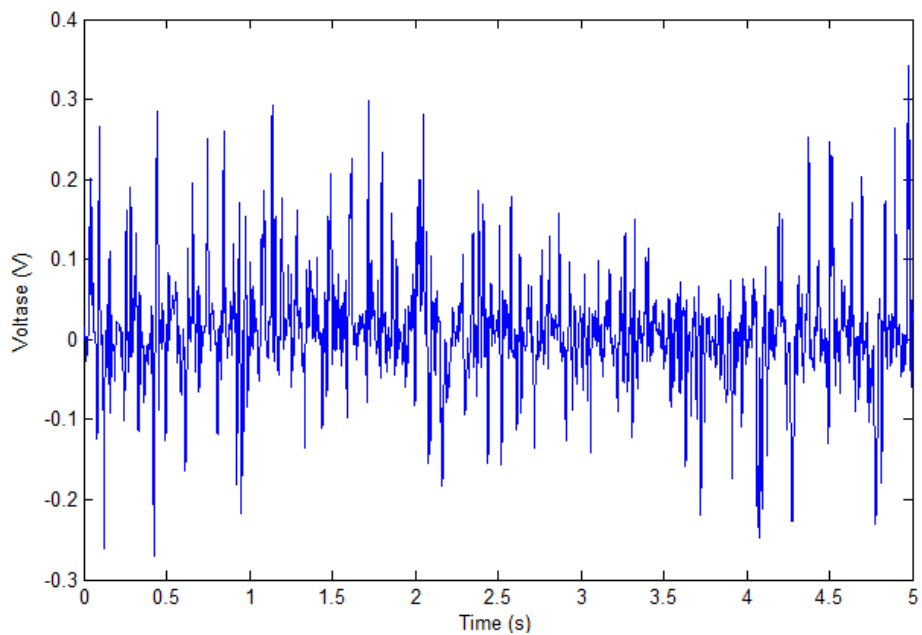
f = frekuensi eksitasi yang diberikan [Hz]

100 = frekuensi kerja accelero pada saat 100 MHz

Proses ini juga dilakukan untuk mengolah data hasil eksperimen untuk system tanpa DVA.



Gambar 4 hasil Filter voltase keluaran untuk gerak translasi



Gambar 5 hasil Filter voltase keluaran untuk gerak rotasi

Lampiran 4: Listing Matlab dan Literasi Program $I_a = I_s/10$

```
clc;
clear;
f=0;
m=0.14; % massa unbalance
r=0.06; % jari-jari unbalance
ms=13.884; % massa balok
Is=0.323; % inersia sistem utama
k1=44802.7; k2=k1; %konstanta kekakuan kantilever sistem utama
c1=60.199; c2=60.6; %konstanta redaman kantilever sistem utama
lf=0.06; %jarak kantilever sistem utama ke pusat gravitasi sistem
utama
lr=0.06; %jarak kantilever sistem utama ke pusat gravitasi sistem
utama
a=0.145; %jarak sumber eksitasi ke pusat gravitasi sistem utama
b=a; %jarak sumber eksitasi ke pusat gravitasi sistem utama
ma=2*ms/20; %massa absorber
ka=(1/20)*(k1+k2); %konstanta kekakuan kantilever absorber
ca=2.1975; %konstanta redaman kantilever absorber
kb=(1/20)*(k1+k2); %konstanta kekakuan kantilever absorber
cb=2.1975; %konstanta redaman kantilever absorber
wn=((k1+k2)/ms)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
wnr=((k1+k2)/Is)^0.5;
fnr=wnr/(2*pi);
Ia=Is/10; %inersia massa absorber

row=1; col=1;
for f=0:0.01:35
    for d=0:0.25:2;
        d=(0.01*d^2)+(0.1*d)+0.02;
        sim('reftanpadv')
        sim('ref')
        r12(row,col)=rms(ysdd1);
        r22(row,col)=rms(ys1);
        r32(row,col)=rms(tsdd1);
        r42(row,col)=rms(ts1);
        r52(row,col)=rms(ysdd);
        r62(row,col)=rms(ys);
        r72(row,col)=rms(tsdd);
        r82(row,col)=rms(ts);
        r132(row,col)=( (rms(ysdd1)-rms(ysdd))/rms(ysdd1)) *100;
        r142(row,col)=( (rms(tsdd1)-rms(tsdd))/rms(tsdd1)) *100;
        r152(row,col)=( (rms(ys1)-rms(ys))/rms(ys1)) *100;
        r162(row,col)=( (rms(ts1)-rms(ts))/rms(ts1)) *100;
        Fy(row,col)=f/fn;
        Fyr(row,col)=f/fnr;
        D(row,col)=d;
        Frek(row,col)=f;
        row=row+1;
    end
    col=col+1;
row=1;
end
```

Lampiran 5: Listing Matlab dan Literasi Program $I_a = I_s/20$

```
clc;
clear;
f=0;
m=0.14; % massa unbalance
r=0.06; % jari-jari unbalance
ms=13.884; % massa balok
Is=0.323; % inersia sistem utama
k1=44802.7; k2=k1; %konstanta kekakuan kantilever sistem utama
c1=60.199; c2=60.6; %konstanta redaman kantilever sistem utama
lf=0.06; %jarak kantilever sistem utama ke pusat gravitasi sistem
utama
lr=0.06; %jarak kantilever sistem utama ke pusat gravitasi sistem
utama
a=0.145; %jarak sumber eksitasi ke pusat gravitasi sistem utama
b=a; %jarak sumber eksitasi ke pusat gravitasi sistem utama
ma=2*ms/20; %massa absorber
ka=(1/20)*(k1+k2); %konstanta kekakuan kantilever absorber
ca=2.1975; %konstanta redaman kantilever absorber
kb=(1/20)*(k1+k2); %konstanta kekakuan kantilever absorber
cb=2.1975; %konstanta redaman kantilever absorber
wn=((k1+k2)/ms)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
wnr=((k1+k2)/Is)^0.5;
fnr=wnr/(2*pi);
Ia=Is/20; %inersia massa absorber

row=1; col=1;
for f=0:0.01:35
    for d=0:0.25:2;
        d=(0.01*d^2)+(0.1*d)+0.02;
        sim('reftanpadv')
        sim('ref')
        r12(row,col)=rms(ysdd1);
        r22(row,col)=rms(ys1);
        r32(row,col)=rms(tsdd1);
        r42(row,col)=rms(ts1);
        r52(row,col)=rms(ysdd);
        r62(row,col)=rms(ys);
        r72(row,col)=rms(tsdd);
        r82(row,col)=rms(ts);
        r132(row,col)=( (rms(ysdd1)-rms(ysdd))/rms(ysdd1)) *100;
        r142(row,col)=( (rms(tsdd1)-rms(tsdd))/rms(tsdd1)) *100;
        r152(row,col)=( (rms(ys1)-rms(ys))/rms(ys1)) *100;
        r162(row,col)=( (rms(ts1)-rms(ts))/rms(ts1)) *100;
        Fy(row,col)=f/fn;
        Fyr(row,col)=f/fnr;
        D(row,col)=d;
        Frek(row,col)=f;
        row=row+1;
    end
    col=col+1;
row=1;
end
```


Lampiran 6: Listing Matlab dan Literasi Program $I_a = I_s/40$

```
clc;
clear;
f=0;
m=0.14; % massa unbalance
r=0.06; % jari-jari unbalance
ms=13.884; % massa balok
Is=0.323; % inersia sistem utama
k1=44802.7; k2=k1; %konstanta kekakuan kantilever sistem utama
c1=60.199; c2=60.6; %konstanta redaman kantilever sistem utama
lf=0.06; %jarak kantilever sistem utama ke pusat gravitasi sistem
utama
lr=0.06; %jarak kantilever sistem utama ke pusat gravitasi sistem
utama
a=0.145; %jarak sumber eksitasi ke pusat gravitasi sistem utama
b=a; %jarak sumber eksitasi ke pusat gravitasi sistem utama
ma=2*ms/20; %massa absorber
ka=(1/20)*(k1+k2); %konstanta kekakuan kantilever absorber
ca=2.1975; %konstanta redaman kantilever absorber
kb=(1/20)*(k1+k2); %konstanta kekakuan kantilever absorber
cb=2.1975; %konstanta redaman kantilever absorber
wn=((k1+k2)/ms)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
wnr=((k1+k2)/Is)^0.5;
fnr=wnr/(2*pi);
Ia=Is/40; %inersia massa absorber

row=1; col=1;
for f=0:0.01:35
    for d=0:0.25:2;
        d=(0.01*d^2)+(0.1*d)+0.02;
        sim('reftanpadv')
        sim('ref')
        r12(row,col)=rms(ysdd1);
        r22(row,col)=rms(ys1);
        r32(row,col)=rms(tsdd1);
        r42(row,col)=rms(ts1);
        r52(row,col)=rms(ysdd);
        r62(row,col)=rms(ys);
        r72(row,col)=rms(tsdd);
        r82(row,col)=rms(ts);
        r132(row,col)=( (rms(ysdd1)-rms(ysdd))/rms(ysdd1))*100;
        r142(row,col)=( (rms(tsdd1)-rms(tsdd))/rms(tsdd1))*100;
        r152(row,col)=( (rms(ys1)-rms(ys))/rms(ys1))*100;
        r162(row,col)=( (rms(ts1)-rms(ts))/rms(ts1))*100;
        Fy(row,col)=f/fn;
        Fyr(row,col)=f/fnr;
        D(row,col)=d;
        Frek(row,col)=f;
        row=row+1;
    end
    col=col+1;
    row=1;
end
```

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Khazanov, Yuri, 2007, —*Dynamic Vibration Absorbers – Application with Variable Speed Machines*], InCheck Technologies Inc.
- [2] Yoshida, K., 1996, “Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation”, Proceeding of 35th Conference on Decision and Control.
- [3] Igusa T, Xu K, “*Vibration Control Using Multiple Tuned Mass Dampers*”, J Sound Vib 1994;175(4):491–503.
- [4] Sun, H.L., Zhang, P.Q., Chen, H.B., Zhang, K., dan Gong, X.L., 2007, “*Application of Dynamic Vibration Absorber in Structural Vibration Control under Multi-Frequency Harmonic Excitation*”, J.Applied Acoustics, 69, pp. 1361-1367.
- [5] Kusumadewayanti, E., 2015, “*Studi Pengaruh Penambahan Dual Dynamic Vibration Absorber (Dva)-Independent Terhadap Respon Getaran Translasi Dan Rotasi Pada Sistem Utama 2-Dof*”, ITS, Surabaya.
- [6] Sheth, A.J., Parmar, P.R., Solanki, B.L., Sailor, N.G., Gohil, B.P., dan Patel, H.A., 2014, “ Vibration Control of Slab Breaker Machine by Passive Dual Mass Tuned Vibration Absorber”, J. Applied Mechanics and Materials Vols 592-594 pp. 2112-2116.
- [7] Krenk, S., 2013, “Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure”.J. Sound Vib.,333, pp. 1577–1595.
- [8] Watt, P., 1883, “On a method of Reducing the Rolling of Ships at Sea”, Transactions of the ASME 50 PAPM-241.
- [9] Frahm, H., 1911, “ Device for Damping Vibrations of Bodies”, US Patent No.989958.
- [10] Ormondroyd, J., and Hartog, J. P. D., 1928, “Theory of the Dynamic Vibration Absorber,” Trans. Am. Soc. Mech. Eng.50, pp. 9–22.

- [11] Blaszkieicz, M., Newnham, R.E., dan Xu, Q.C., 1991, "Tunable Tranducers as Smart Materials", IEEE Publication 91CH2817, pp.899-903.
- [12] Wang, K.W., Lamncuss, J.S., dan Mianzo, L.A., 1992, "An Adaptive Vibration Absorber to Minimize Steady State and Transien Vibrations", Techincal Report to Lord Corporation, Pennsylvania State University.
- [13] Fujita, T., Katsu, M., Miyano, H., dan Takanashi, S., 1991, "Fundamental Study of Active-Passive Mass Damper Using XY-Motion Mechanism and Hydraulic Actuator for Vibration Control of Tall Building", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol.57, pp. 3532-3539.
- [14] Nishimura, H., Nonami, K., Cui, W., dan Shiba, A., 1993, " H_{∞} Control of Multi-Degree-of -Freedom Sturcture of Hybrid Dynamic Vibration Absorber (Experimental Consideration of Robustness and Control Performances)", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol.59, pp. 714-720.

BIOGRAFI PENULIS



TALIFATIM MACHFUROH, dilahirkan di Kabupaten Jombang pada tanggal 25 Mei 1988, Putri pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Bapak Muntolib (Almarhum) dan Ibu Machmulah. Pendidikan dasar ditempuh di SDN Sumobito 1, lulus pada tahun 2000. Pendidikan menengah pertama ditempuh di SMP Negeri 1 Sumobito, lulus pada tahun 2003. Pendidikan menengah atas ditempuh di SMA Negeri 1 Mojoagung, lulus pada tahun

2006. Pendidikan Sarjana Strata 1 (S1) ditempuh penulis di Universitas Negeri Malang Jurusan Teknik Mesin Program Studi Pendidikan Teknik Mesin dan lulus pada tahun 2011. Kemudian pada tahun 2013 penulis melanjutkan studinya di Pasca Sarjana Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Jurusan Teknik Mesin Program Studi Desain Sistem Mekanikal dengan bantuan beasiswa BPPDN tahun 2013.

Penulis pernah mengikuti program Pendampingan SMK yang diadakan atas kerjasama Direktorat Pembinaan SMK dengan LPM UM pada tahun 2010. Berbekal dari program ini penulis mendapat jam untuk mengajar di SMK Negeri 1 Singosari pada jurusan Alat Berat pada tahun 2011-2014. Selain itu penulis juga pernah bekerja sebagai guru les privat.

Untuk memudahkan dalam memberikan kritik dan saran terkait karya dari penulis, penulis dapat dihubungi melalui email talifatim25@gmail.com